

VŠB-Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2009

Bc. Zdeněk Klos

VŠB-Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Bezvůlový pohon s ozubeným hřebenem

Backlash-free Drive with a Rack

Student:

Bc. Zdeněk Klos

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci, včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užitím díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školního představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB- TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB- TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB- TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB- TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB- TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB- TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....

.....

Podpis studenta

Adresa:

Česká 4754

Zlín – Jižní Svahy

760 05



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bezvůlový pohon s ozubeným hřebenem

Backlash-free Drive with a Rack

Student: Bc. Zdeněk Klos
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 3909T001-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Pracoviště: Katedra částí a mechanismů strojů – 347

Zásady pro zpracování:

1. Navrhněte pohon ozubeného hřebene, který je zcela bezvůlový při změně směru pohybu hřebene. Pro vymezení vůle použijte systém dvou předepnutých planetových převodů v uzavřeném okruhu. Vstupní hřídel bude opatřen evolventním drážkováním.
2. Napínání korunového kola bude prováděno stavěcím šroubem pomocí pružiny. Rozsah provozních sil v hřebeni je 1000 – 20000 [N] podle druhu zařízení ve kterém bude pohon použit.
3. Velikost napínací síly musí být snadno nastavitelná.
4. Proveďte potřebné geometrické a pevnostní kontroly (ozubení, hřídele, pružina, šrouby...).
5. Vyšetřete tok výkonu v uzavřeném napínacím okruhu.

Pokyny pro zpracování:

Rozsah práce: cca 60 stran textu mimo přílohy

Sestava zařízení a výrobní výkresy hřebene a spoluzabírajících pastorků.

Seznam doporučené literatury:

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení – spojovací části strojů*. Montanex, a.s. Ostrava, 2000.

MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola*. Montanex a.s., Ostrava, 2001, ISBN 80-7225-051-5

MORAVEC, V.: *Mechanické a hydraulické převody: mechanické převody*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2006, ISBN 80-248-1057-3

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z ČaMS Spoje. Druhé vydání*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8

NĚMČEK, M.: *Vybrané problémy geometrie čelních a ozubených kol*. Montanex a.s. Ostrava, 2003, ISBN 80-7225-111-2.

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček


Datum zadání diplomové práce:


21. listopadu 2008

Akademický rok:

2008/2009




.....
prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


.....
prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan

V Ostravě dne 21. listopadu 2008

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KLOS, Z. Bezvůlový pohon s ozubeným hřebenem. Ostrava: katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 67 s. Diplomová práce, vedoucí Němček, M.

Tato diplomové práce se zabývá návrhem vlastní konstrukce pohonu ozubeného hřebene, který je zcela bezvůlový při změně otáčení. Nejprve je stručně nastíněna problematika bezvůlových pohonů a je proveden průzkum trhu s bezvůlovými pohony. Poté je vytvořen vlastní kompletní konstrukční návrh dle zadaných a zvolených parametrů. Následně je pak tento návrh podroben pevnostním a životnostním kontrolám, které mají ověřit jeho provozuschopnost dle podmínek v zadání. Ověřený vlastní konstrukční návrh je pak dokumentován v příložené výkresové dokumentaci.

DIE ANNOTATION DER DIPLOMARBEIT

KLOS, Z. Der spielfrei Antrieb mit Zahnstange. Ostrava: Das Institut für Teile und Mechanismen der Maschinen, die Fakultät für Maschinenwesen VŠB – Technische Universität Ostrava, 2009, 67 s. Diplomarbeit, Leiter Němček M.

Diese Diplomenarbeit befasst mit Entwurf von eigenen Konstruktion Antrieb Zahnstange, der bei Änderung von Drehungen ganz spielfrei gewessen ist. Zuerst wird Problematik spielfreien Antriebe kurz entwerfen und ist Marktumfrage mit spielfreien Antrieben durchgeführt. Danach ist eigenen vollständigen technischen Entwurf hergestellt nach eingegebenen und gewählten Parametern. Nachfolgend ist diese Entwurf der Festig – Lebenskontrolle unterworfen, deren soll die Betriebsfähigkeit nach Bedigungen in Eingabe überprüfen. Der verifizierene eigene technische Entwurf ist dann in der Beilage dokumentiert.

OBSAH

1	POUŽITÉ ZNAČENÍ	3
2	ÚVOD	6
2.1	Cíle diplomové práce	7
3	PROBLEMATIKA MRTVÉHO CHODU	8
3.1	Konstrukční doporučení pro omezení vzniku mrtvého chodu	8
3.2	Princip potlačení mrtvého chodu v ozubených převodech	9
3.3	Postupy potlačení mrtvého chodu v ozubených převodech	10
3.4	Průzkum trhu bezvůlových pohonů	12
4	VLASTNÍ NÁVRH POHONU	13
4.1	Rozbor mechanismu pohonu	13
4.2	Energetický rozbor mechanismu	14
4.2.1	Rozbor účinností v mechanismu	15
4.2.2	Výkonové poměry na hřebeni	16
4.2.3	Výkonové poměry na hřídelích	16
4.2.4	Celková maximální účinnost mechanismu pohonu	18
4.3	Volba převodového poměru mechanismů	19
4.4	Návrh geometrie ozubených soukolí	20
4.4.1	Geometrie hřebenového převodu	20
4.4.2	Geometrie planetového převodu	20
4.4.3	Geometrie rozvodového převodu	22
4.5	Návrh průměru hřídelí	22
4.6	Návrh napínacího mechanismu	23
4.6.1	Návrh průměru stavěcího šroubu a napínacího a tlačného čepů	24
4.6.2	Návrh talířové pružiny	25
4.7	Závěr k vlastnímu konstrukčnímu návrhu pohonu	26
5	KONTROLA POHONU	29
5.1	Rozbor sil v ozubených převodech	29
5.2	Kontrola ozubení	33
5.3	Kontrola vstupní hřídele	33
5.3.1	Statická kontrola vstupní hřídele	35
5.3.2	Dynamická kontrola vstupní hřídele	36
5.3.3	Kontrola dovoleného průhybu vstupní hřídele	37
5.3.4	Kontrola dovoleného zkrutu vstupní hřídele	38
5.3.5	Kontrola dovoleného naklopení vstupní hřídele	38
5.3.6	Kontrola životnosti ložisek uložených na vstupní hřídeli	38
5.3.7	Kontrola evolventních drážkování na vstupní hřídeli	41
5.4	Kontrola předlokové hřídele	41
5.4.1	Statická kontrola předlokové hřídele	43
5.4.2	Dynamická kontrola předlokové hřídele	44
5.4.3	Kontrola dovoleného průhybu předlokové hřídele	45
5.4.4	Kontrola dovoleného zkrutu předlokové hřídele.	45
5.4.5	Kontrola dovoleného naklopení předlokové hřídele	45
5.4.6	Kontrola životnosti ložisek uložených na předlokové hřídeli	45
5.4.7	Kontrola evolventních drážkování na předlokové hřídeli	47

5.5	Kontrola výstupní hřídele	47
5.5.1	Statická kontrola výstupní hřídele	49
5.5.2	Dynamická kontrola výstupní hřídele	49
5.5.3	Kontrola dovoleného průhybu výstupní hřídele	50
5.5.4	Kontrola dovoleného zkrutu výstupní hřídele	51
5.5.5	Kontrola dovoleného naklopení výstupní hřídele	51
5.5.6	Kontrola životnosti ložisek uložených na výstupní hřídeli	51
5.5.7	Kontrola evolventních drážkování na výstupní hřídeli	52
5.6	Kontrola unášeče satelitů	53
5.7	Kontrola čepu satelitu	54
5.7.1	Statická kontrola čepu satelitu	55
5.7.2	Kontrola dovoleného tlaku v uložení čepu	55
5.7.3	Kontrola na dovolený průhyb	55
5.7.4	Kontrola na naklopení	56
5.7.5	Kontrola životnosti ložisek satelitu	56
5.8	Kontrola napínacího mechanismu	57
5.8.1	Kontrola napínacího čepu	57
5.8.2	Kontrola tlačného čepu	58
5.8.3	Kontrola talířové pružiny	60
5.8.4	Kontrola statické únosnosti ložiska	62
5.8.5	Určení ovládací síly na stavěcím šroubu	62
5.9	Kontrola skříně pohonu	63
5.9.1	Kontrola pojistných kolíků korunového kola	63
6	ZÁVĚR	65
6.1	Provozně - technické poznámky	65
7	POUŽITÉ ZDROJE	66
7.1	Literatura	66
7.2	On-line zdroje	66
7.3	Programové vybavení	67

1 POUŽITÉ ZNAČENÍ

C	základní dynamická únosnost ložiska	kN
C _o	základní statistická únosnost ložiska	kN
D	průměr	mm
E	modul pružnosti v tahu	MPa
F	síla	N
H _p	šířka pružiny	mm
L	délka	mm
L _{10h}	základní životnost ložiska	hod
L _{10mh}	modifikovaná životnost ložiska	hod
M	moment	Nm
P	výkon	W
P _z	výkonová ztráta	W
P _r	ekvivalentní dynamické radiální zatížení	kN
R	reakce	N
Re	mez kluzu	MPa
Rm	mez pevnosti	MPa
S	bezpečnost ozubení	
Y	koefficient axiálního dynamického zatížení	
X	pomocný geometrický parametr talířové pružiny, koefficient radiálního dynamického zatížení	
a _{SKF}	součinitel modifikace životnosti ložiska	
d	průměr	mm
e	mezní hodnota zatížení	
f _z	součinitel tření na závitu	
h _p	vydutí pružiny	mm
i	převodový poměr	
k _D	dynamická bezpečnost	
k _s	statická bezpečnost	
k _{vz}	bezpečnost vzpěru	
k _p	koefficient tření na pružině	

l	délka	mm
m	pomocný materiálový součinitel	
m_n	normální modul	mm
n	otáčky	min^{-1}
n	počet prvků	
p	tlak	MPa
p_c	podíl činného výkonu	
p_i	výkonový poměr mezi větvemi	
p_z	stoupání závitu	mm
r	rameno	mm
q	koeficient rovnice životnosti ložiska	
s_o	statická bezpečnost ložiska	kN
t_p	tloušťka pružiny	mm
t_o	operační teplota oleje	$^{\circ}\text{C}$
v	rychlost	m/s
y	průhyb, deformace pružiny	mm
z	počet zubů	
Θ	zkrut	$^{\circ}/\text{m}$
β	součinitel vrubu	
γ	úhel stoupání závitu šroubu	$^{\circ}$
ε_p	součinitel jakosti povrchu	
η	účinnost	
η_C	součinitel znečištění maziva	
μ	poissonova konstanta	
μ_p	vzrůst síly na pružině	
ν	součinitel velikosti součásti	
σ_d	napětí v tlaku	MPa
σ_{Co}	mez únavy v ohybu	MPa
σ_o	napětí v ohybu	MPa
τ_{Ck}	mez únavy v krutu	MPa
τ_k	napětí v krutu	MPa
τ_s	napětí ve smyku	MPa
φ	zkroucení	$^{\circ}$

φ	třecí úhel na závitu	°
ψ	součinitel závislý na modulu	
ω	úhlová rychlost	s ⁻¹

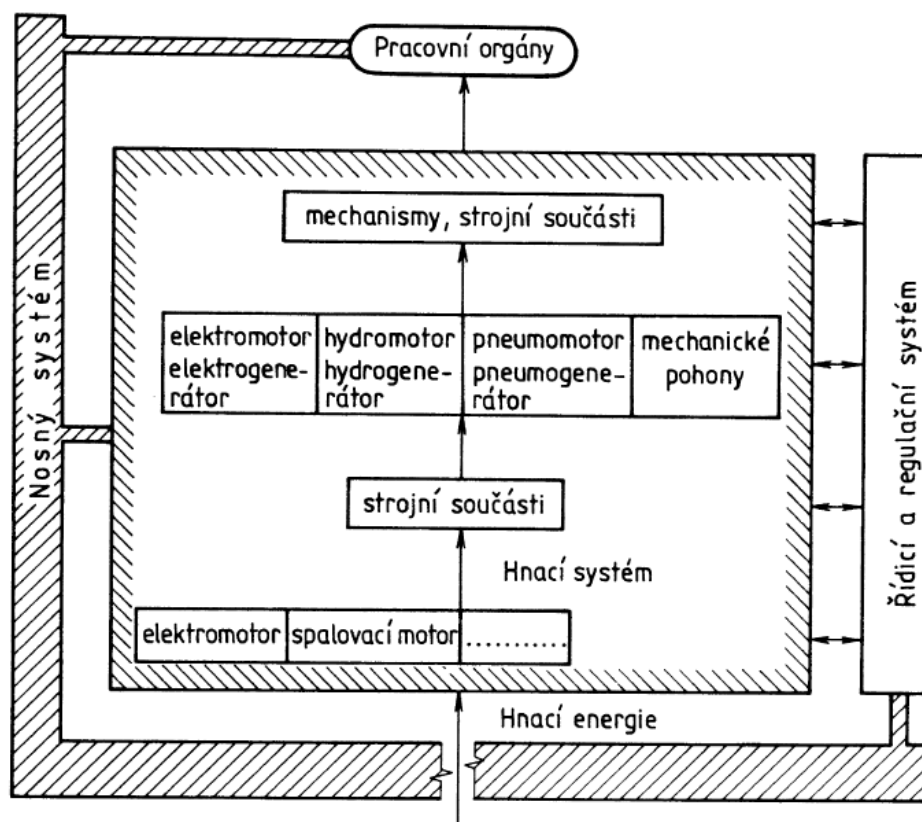
- použito pouze základní značení, další přímo v diplomové práci a příloze

2 ÚVOD

Pohonné systémy patří ke klíčovým komponentům pracovního stroje na obr. 2.1 z [6], protože mají za úkol rozvádět a transformovat přiváděnou energii podle požadavků pracovního stroje. Zdrojem energie pro pohony jsou motory, které přeměňují elektrickou, tepelnou, chemickou nebo mechanickou energii obvykle na rotační nebo translační pohyb. Technické a ekonomické důvody často vedou k nutnosti další transformace energie uvnitř pohonného systému. Jednotlivé měniče momentů a sil jsou tvořeny strojními elementy, jako jsou hřídele, ložiska, spojky, brzdy, převody a jiné.

Tyto díly bývají vystaveny komplexnímu souboru zatížení a jejich nevhodné navržení může mít za následek přetěžování, nadměrné opotřebení a nejhorším případě poškození a havárii. Proto je volba uspořádání pohonu a vhodné navržení jednotlivých dílů základním předpokladem bezpečného, spolehlivého a ekonomického provozu pracovního stroje.

Pohony bývají rovněž úzce spjaty s řídicím a regulačním systémem pracovního stroje, protože se řízení stroje realizuje skrze pohonnou soustavu.



Obr. 2.1 Základní struktura pracovního stroje

2.1 Cíle diplomové práce

Tyto cíle je možno, jak vyplývá ze zadání, shrnout do několika bodů:

- Navržení pohonu ozubeného hřebene, který je zcela bezvůlový při změně smyslu otáčení.
- Vymezení vůle realizovat systémem dvou planetových převodů v uzavřeném okruhu výkonů pro provozní síly v hřebeni $1\,000 \div 20\,000$ N.
- Zavedení napínací síly realizovat stavěcím šroubem a pružinou, přičemž musí být umožněno napínací sílu lehce nastavovat.
- Začátek vstupní hřídele pohonu opatřit evolventním drážkováním.
- Provést kontrolní výpočet navržených prvků mechanismu.
- Vlastní návrh dokumentovat v sestavném výkresu pohonu a ve výrobních výkresech hřebene a spoluzabírajícího pastorku.
- Vyšetřit tok výkonu v mechanismu.

3 Problematika mrtvého chodu

O bezvůlových pohonech se nejčastěji hovoří ve spojení s pohony obráběcích strojů a ve spojení s aplikacemi, kde je třeba vytvořit řízený, naprosto přesný a plynulý pohyb bez tzv. **mrtvého chodu**. Bezvůlové pohony potom mohou být také nazývány jako pohony bez mrtvého chodu.

Mrtvý chod je důsledkem montážních a výrobních vůlí v ozubeních, v maticích, v pohybových šroubech a jiných strojních prvcích. Proto také každé reálné strojní zařízení pracuje s určitým mrtvým chodem.

Mrtvý chod má v mechanismu velmi negativní vliv na řízení pohonu, protože znesnadňuje uzavření regulační smyčky a způsobuje rozkmitání regulačního obvodu. Je tedy důležité, aby byl mrtvý chod v mechanismu pohonu co nejmenší, nejlépe pak, aby byl potlačen úplně.

Je velmi obtížné a nákladné vyrobit zařízení, které by bylo za normálních podmínek schopno provozu bez mrtvého chodu. Nicméně existují konstrukční postupy, jak omezit vznik mrtvého chodu v mechanismu a také způsoby, jak mrtvý chod zcela potlačit v mechanismu úplně

3.1 Konstrukční doporučení pro omezení vzniku mrtvého chodu

Během provozu při zatížení dochází vlivem změny osové vzdálenosti spoluzabírajících kol způsobené průhybem hřídelů k dalšímu zvětšení vůle v ozubení. Největší vliv má pak průhyb hřídele pastorku zabírajícího s hřebenem. Zvětšení těchto vůlí se opět projeví zvětšením mrtvého chodu na hřídeli motoru, a to tím víc, čím je větší celkový převodový poměr pohonu. Proto je vhodné omezit průhyb hřídelí vhodnými konstrukčními opatřeními

Další faktor ovlivňující velikost mrtvého chodu na hřídeli motoru se též torzní tuhost převodů a proto je nezbytné, aby bylo dosaženo co nejvyšší této tuhosti. Toho je možné dosáhnout respektováním následujících konstrukčních doporučení:

- Volit co největší průměry hřídelí.
- Volit co nejmenší vzdálenosti mezi koly na společném hřídeli.
- Volit co nejmenší průměr pastorku zabírajícího s hřebenem.

3.2 Princip potlačení mrtvého chodu v ozubených převodech

Všechny metody potlačení vůlí v ozubení jsou založeny na principu vytvoření smíšeného oběhu energií. Takovýto oběh je zobrazen na obr. 3.1, který je složen z:

- **Oběhu činné energie**

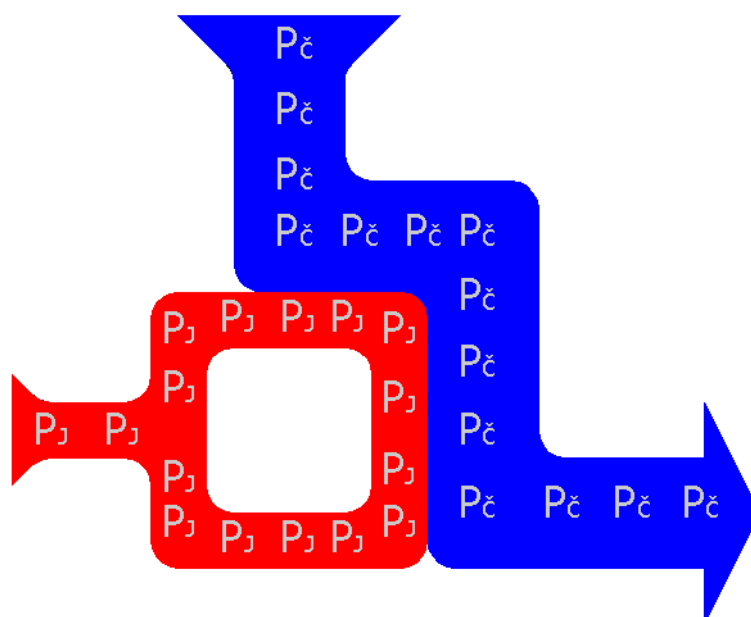
Tento oběh lze také nazývat oběhem otevřeným. Je to klasický případ, kdy energie na jednu místě do mechanismu vstupuje a na druhém vystupuje. Drtivá většina zařízení pracuje na základě tohoto principu. Je zobrazen jako modré pole na obr. 3.1.

- **Oběhu „jalové“ energie**

Takový oběh lze nazývat oběhem uzavřeným. Je to oběh, kde energie do systému vstupuje, neustále v něm koluje, aniž by jej opustila. Tohoto se využívá např. při životnostních zkouškách ozubení [7], kdy je třeba ozubení zatížit velkým krouticím momentem, aniž by bylo třeba užít velkého výkonu na motoru a brzdě. Motor zde pracuje pouze na umoření ztrát vzniklých v mechanismu.

Právě tento uzavřený oběh energie vytváří efekt vymezení vůle v mechanismu. Zobrazen jako červené pole v obr. 3.1.

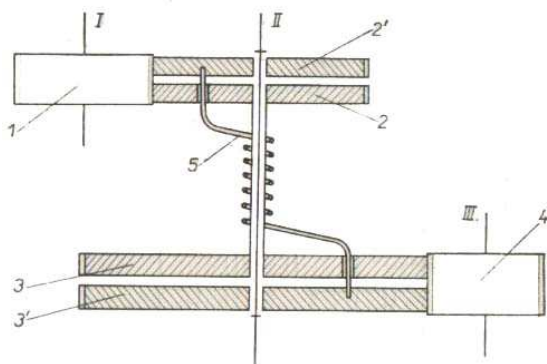
Ve smíšeném obvodu tedy slouží oběh jalové energie k vymezení mrtvého chodu a oběh činné energie k vlastnímu pohonu pracovního stroje.



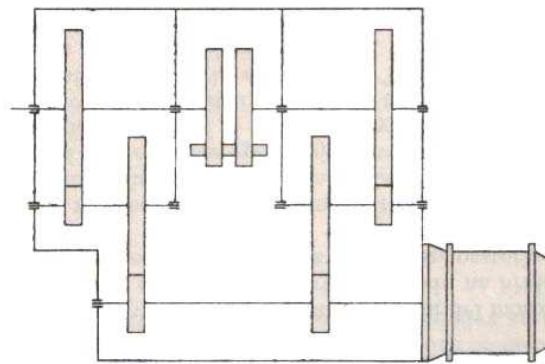
Obr. 3.1 Smíšený oběh výkonů

3.3 Postupy potlačení mrtvého chodu v ozubených převodech

V odborné literatuře zabývající se obráběcími stroji [1] lze nalézt celou řadu postupů k dosažení potlačení mrtvého chodu v mechanismu. Každý uvedený postup má své výhody a nevýhody.



Obr. 3.2 Vymezení pružinou



Obr. 3.3 Vymezení natočením hřídelí

Vymezení vůle pomocí pružiny u čelního ozubeného soukolí s příkými zuby

Zobrazeno na obr. 3.2 z [1]. Kolo 2 a 2' mají stejný počet zubů a zabírají s kolem 1. Stejně tak mají kola 3 a 3' stejný počet zubů a zabírají s kolem 4. Kola 2' a 3' jsou pevně spojeny s hřídelem II a tvoří pevný celek. Kola 2 a 3 jsou na hřídeli uloženy volně. Pružina 5 prochází v otvorech v kolech 2 a 3 a je upevněna v kolech 2' a 3'. Pak jsou odpovídající boky zubů kol 2 a 2' a 3 a 3' přitlačovány v opačném směru na boky zubů kol 1 a 4. Nevýhodou je, že napínací sílu nelze měnit za chodu a jen možné záměnou pružiny.

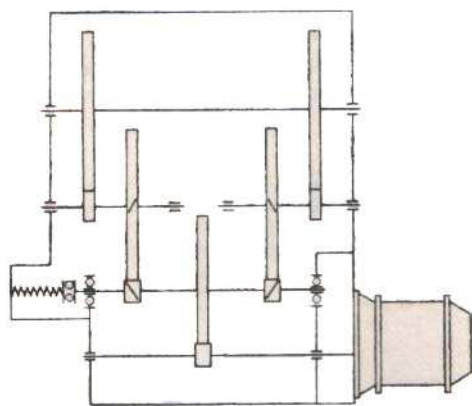
Vymezení vůle v ozubení vzájemným natočením hřídelů u čelních ozubených kol s příkými nebo šikmými zuby

Zobrazeno na obr. 3.3 z [1]. Kinematický řetězec tvoří dvě převodové větve, které mají stejný převodový poměr a jsou spojeny společnými hřídeli. Vymezení vůlí nastává natočením obou kinematických větví v opačném směru. Jako natáčecího zařízení se užívá zkrouceného hřídele nebo spojovacích objímk, jež se po napnutí v opačném směru zajistí.

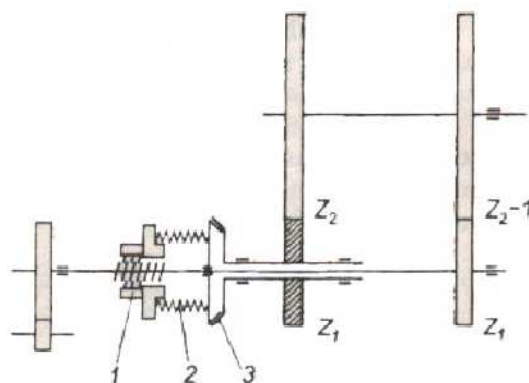
Vymezení vůlí axiálním posunutím ozubených kol čelních se šikmými (šroubovými) koly

Zobrazeno na obr. 3.4 z [1]. Převod je zde opět dělen do dvou větví. Zde je ovšem vymezení vůlí realizováno axiálním posunutím pastorku, které dosáhne oboustranného vymezení vůlí. Axiálního posunutí pastorku je dosaženo pomocí talířových a válcových šroubových pružin. V tomto a předešlém případě je dosaženo výhody, že je kompenzováno

opotřebení a nepřesnosti výroby ozubení. Převody však pracují s určitým předpětím, a to dost značným, neboť vymezení vůlí v převodech pro všechny velikosti přenášeného krouticího momentu je třeba předpětí provést na maximální přenášený krouticí moment. Tím se samozřejmě zvýší namáhání zubů kol, zmenšuje se tuhost převodu a v mnohých případech se dosti značně snižuje též účinnost převodovky.



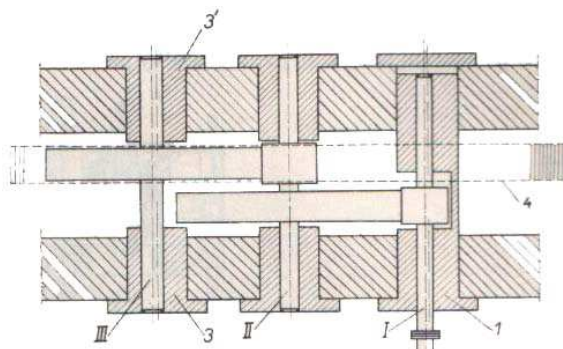
Obr. 3.4 Vymezení ax. posunutím kol



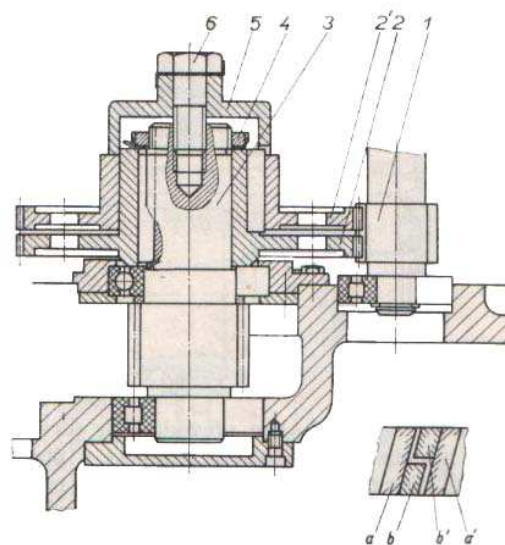
Obr. 3.5 Vymezení třecí spojkou

Vymezení vůle v ozubení pomocí třecí spojky

Zobrazeno na obr. 3.5 z [1]. Vymezení vůlí je zde dosaženo pomocí dvou párů ozubených kol s přímými zuby, přičemž jedno z nich má o zub méně. To způsobuje, že jeden pár kol má stále v dotyku po jedné straně (kola předbíhají) a druhý pár má stále v dotyku boky zubů po druhé straně kola (kola se zpožďují). Vyrovnání počtu otáček je dosaženo skrze třecí spojku. Nevýhodou tohoto způsobu je menší účinnost a zahřívání spojky (trvale prokluzuje).



Obr. 3.6 Vymezení hřídelovými pouzdry



Obr. 3.7 Vymezení děleným pastorkem

Vymezení vůle v ozubení uložením hřídelů ve výstředných pouzdrech, jimiž lze natáčet

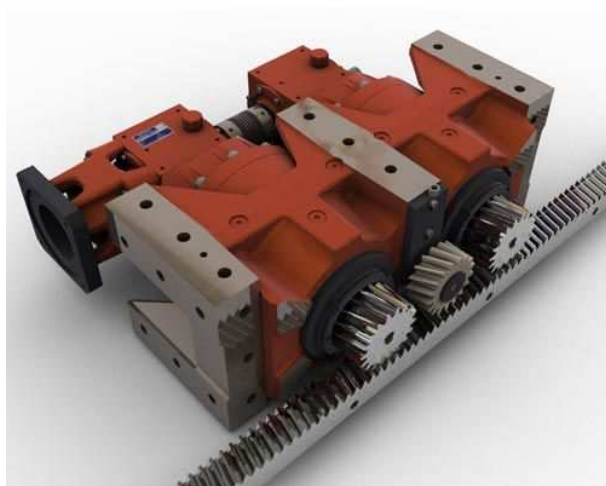
Zobrazeno na obr. 3.6 z [1]. Vymezení vůle je dosaženo natočením pouzder 1 a 3, 3' tak, aby došlo k přiblížení os hřídelí I a III vzhledem ke hřídeli II. Takové seřízení se může opakovat po určité době, když se opotřebení zubů projeví zvětšenou vůlí. Při seřizování je obtížné dosáhnout stejného pootočení pouzder po obou stranách skříně.

Vymezení vůle pomocí děleného kola zabírajícího s neděleným pastorkem u šikmého ozubení

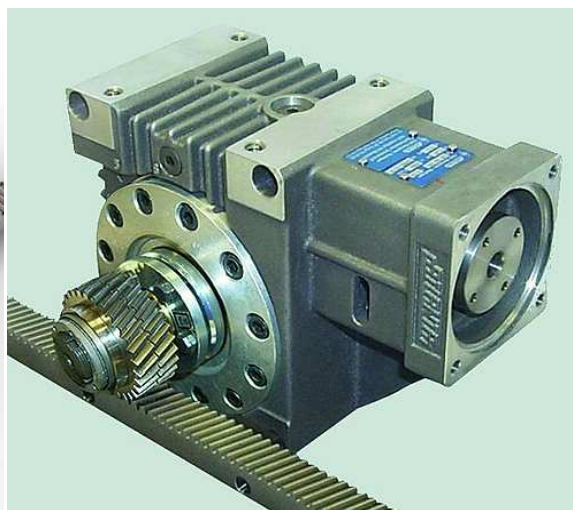
Zobrazeno na obr. 3.7 z [1]. Obě poloviny kola 2 a 2' jsou proti sobě neotočné, ale posuvné. Poloha části kola 2 je axiálně zajištěna na hřídeli 3 maticí 4. Posuv části kola 2' proti části kola 2 je vyvozen šroubem 6 prostřednictvím víka 5. Posunutím části kola 2' bok zubu b části kola 2 dosedne na bok zubu a' pastorku 1. Tím je dosaženo vymezení vůle příslušného soukolí. Po určitém čase lze nově vzniklé vůle v ozubení opětovným seřízením znovu vyloučit. Nevýhodou uvedeného způsobu je, že dojde ke snížení torzní tuhosti převodu.

3.4 Průzkum trhu bezvůlových pohonů

Bezvůlové pohony bývají často integrovány do větších strojních celků a jsou vyráběny jako jed nouúčelové. Přesto lze nalézt na trhu několik reprezentantů výrobců samostatných bezvůlových pohonů hřebene jako je na obr. 3.8 z [10], a obr. 3.9 z [8].



Obr. 3.8 Bezvůlový pohon fy Redex



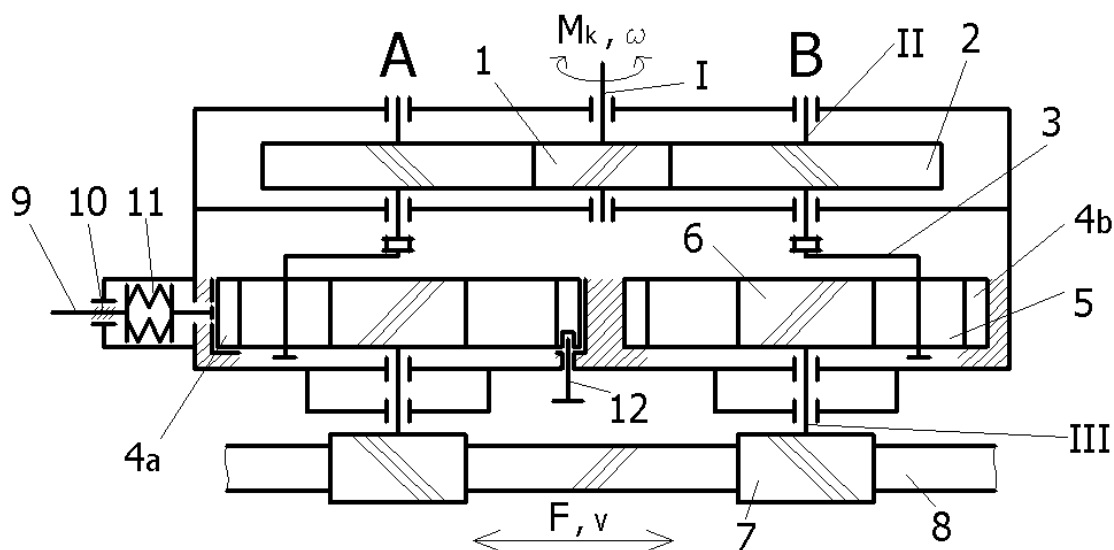
Obr. 3.9 Bezvůlový pohon fy Atantadrivers

4 VLASTNÍ NÁVRH POHONU

Na základě zadaných a volených parametrů jsou navrženy všechny důležité součásti mechanismu pohonu hřebene, který je zcela bezvůlový při změně smyslu otáčení

4.1 Rozbor mechanismu pohonu

Dle zadání diplomové je navržen mechanismus pohonu. Z obr. 4.1 je patrné, že se jedná o způsob vytvoření předpětí natočením hřídelů proti sobě.



Obr. 4.1 Kinematické schéma pohonu

Mechanismus je dělen do dvou kinematických větví A a B. Z hlediska funkčního je větev A větví napínací a větev B větví technologickou. Ve větvi B je korunové kolo planetového převodu 3 uloženo v rámu pevně. Naproti tomu ve větvi A je korunové kolo 3 uloženo volně, je tedy umožněno jeho natočení. To může vést k mylnému dojmu, že se toto korunové kolo za chodu v rámu otáčí, pokud je pohon v chodu a planetový převod se chová jako diferenciál. To však je pouze zdání, protože napínací větev kopíruje kinematiku technologické větve. Je-li tedy korunové kolo ve větvi technologické zastavené, stojí i rovněž kolo ve větvi napínací, byť je volně uložené.

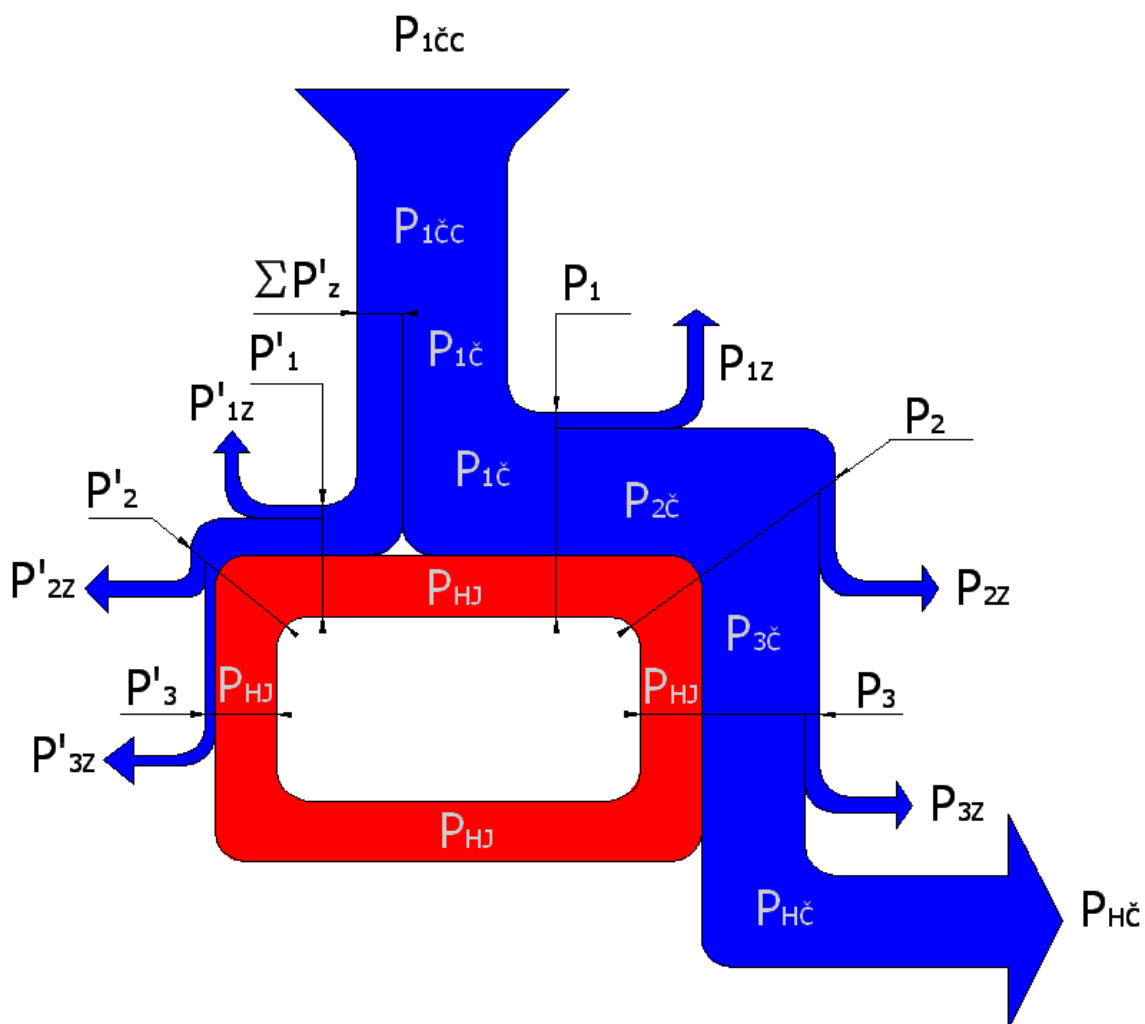
Pro zjednodušení montáže, je korunové kolo v napínací větvi blokováno zajišťovacím čepem 12. Ten dokud není odstraněn, neumožňuje napnutí obvodu a ten se potom chová jako prostá převodovka pracující s mrtvým chodem.

Dříve již zmíněné napnutí je vyvozeno napínacím mechanismem tvořeným stavěcím šroubem 9, který je uložen v rámu 10. Protože i minimální otočení stavěcího šroubu by vyvolalo velké předpětí v obvodu mechanismu, jsou použity talířové pružiny 11.

Přivedený výkon na hřídel I protéká skrze rozvodový převod tvořený koly 1 a 2 na předlohou hřídel II, která je pevně spojena s unášечem 3, v němž jsou uloženy satelity 5. Satelity 5, korunová kola 4 a centrální kola 6 tvoří planetové převody. Výkon z centrálního kola 6 planetového převodu je veden výstupním hřídelem III na hřebenový pastorek 7, který zabírá s hřebenem 8.

4.2 Energetický rozbor mechanismu

Pro správný návrh ozubených kol, hřídelí, ložisek a jiných strojních elementů v mechanismu pohonu, je třeba vyhodnotit toky výkonu a brát v také úvahu vzniklé ztráty. Na obr. 4.2 je zobrazen smíšený oběh výkonu, který zohledňuje ztráty v mechanismu pohonu.



obr. 4.2 Smíšený oběh výkonů s přihlédnutím ke ztrátám

Oběh se dělí do dvou větví z hlediska energetického. Větev, kde spolu s jalovým výkonem prochází i činný výkon, se nazývá větví činnou. Větev, která přenáší pouze jalový výkon, se nazývá jalová. Je třeba si uvědomit, že velikost ztrát ovlivňuje celkový součet výkonu, jak činného, tak jalového, protékajícího součástmi. Nicméně výkonová ztráta se vytváří pouze na straně činného výkonu a jalový výkon zůstává stále stejný na každé součásti v uzavřeném okruhu. To, že samotný jalový výkon tvoří činnou ztrátu, je zobrazeno v obr 3.2, kde je naznačeno, že i v jalové větvi, teče určitý malý činný výkon, který pokrývá ztráty zde vzniklé.

Platí, že každá větev je činná pro jiný smysl otáčení. Proto je třeba navrhovat mechanismus pohonu tak, jako kdyby obě větve přenášeli maximální výkon.

Podíl činného výkonu

Při volbě velikosti napínací síly nebo krouticího momentu, který vyvolá jalový výkon v oběhu, vzniká problém, protože analytické vyhodnocení mrtvého chodu v mechanismu je velmi obtížné a přesahuje rozsah této diplomové práce. Proto je zvolen postup, kdy je velikost jalového výkonu zvolena jako procentuální podíl p_c velikosti činného výkonu na hřebeni. Pro volbu velikosti procentního podílu nebyla nalezena žádná metodická doporučení, např. v [1] se uvádí, že podíl činného výkonu je $p_c = 10\%$. Zde je volen tento podíl $p_c = 20\%$.

Volba rychlosti posuvu hřebene

Protože v zadání není určena maximální rychlost posuvu, je přebrána hodnota z podobného zařízení $v_{Hmax} = 1,3 \text{ m/s}$ z [10].

4.2.1 Rozbor účinností v mechanismu

Jsou voleny dílčí účinnosti signifikantních elementů mechanismu pohonu. Následně jsou jednotlivé ztráty zredukovány na hřídele mechanismu, aby byla zjednodušena metodika výpočtu výkonů v mechanismu.

Volba dílčích účinností

Účinnost hřebenového převodu:	$\eta_H = 0,98$
Účinnost planetového převodu	$\eta_P = 0,99$
Účinnost rozvodového převodu s čelním ozubením s šikmými zuby:	$\eta_R = 0,99$
Účinnost ložisek vztaženo na hřídel:	$\eta_L = 0,998$

Zajištěno kvalitní mazání olejem v uzavřené skříní. Účinnost broděním zahrnuta již do předchozích dílčích účinností

Redukovaná účinnosti na hřídelí vstupní

$$\eta_1 = \eta_R \cdot \eta_L = 0,99 \cdot 0,998 = \underline{0,988} \quad (4.1)$$

Redukovaná účinnosti na hřídelí předlokové

$$\eta_2 = \eta_P \cdot \eta_L = 0,99 \cdot 0,998 = \underline{0,988} \quad (4.2)$$

Redukovaná účinnosti na hřídelí výstupní

$$\eta_1 = \eta_H \cdot \eta_L = 0,98 \cdot 0,998 = \underline{0,978} \quad (4.3)$$

4.2.2 Výkonové poměry na hřebeni

Činný výkon na hřebeni

$$P_{H\dot{C}} = F_{H \max} \cdot v_{H \max} = 20000 \cdot 1,3 = \underline{26000 \text{ W}} = 26 \text{ kW} \quad (4.4)$$

$F_{H\max}$ – maximální provozní síla na hřebeni:

$$F_{H\max} = 20000 \text{ N}$$

Jalový výkon na hřebeni

$$P_{HJ} = P_{H\dot{C}} \cdot p_{\dot{C}} = 26000 \cdot 0,2 = \underline{5200 \text{ W}} = 5,2 \text{ kW} \quad (4.5)$$

Celkový výkon na hřebeni

$$P_H = P_{H\dot{C}} + P_{HJ} = 26000 + 5200 = \underline{31200 \text{ W}} = 31,2 \text{ kW} \quad (4.6)$$

4.2.3 Výkonové poměry na hřídelích

Jsou stanoveny výkony na jednotlivých hřídelích a to v činné i jalové větvi. Dále jsou stanoveny výkonové ztráty na obou větvích. Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tab. 3.1.

Výkon na výstupním hřídeli činné větve

$$P_3 = \frac{P_H}{\eta_3} = \frac{31200}{0,978} = \underline{31901,8 \text{ W}} \quad (4.7)$$

Výkon na výstupním hřídeli jalové větve

$$P_3' = \frac{P_{HJ}}{\eta_3} = \frac{5200}{0,978} = \underline{5317 \text{ W}} \quad (4.8)$$

Výkon na předlohovém hřídeli činné větve

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta_2} = \frac{31901,8}{0,988} = \underline{32289,3 \text{ W}} \quad (4.9)$$

Výkon na předlohovém hřídeli jalové větve

$$P_2' = \frac{P_3'}{\eta_2} = \frac{5317}{0,988} = \underline{5381,6 \text{ W}} \quad (4.10)$$

Výkon na vstupním hřídeli ze strany činné větve

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_1} = \frac{32289,3}{0,988} = \underline{32681,5 \text{ W}} \quad (4.11)$$

Výkon na vstupním hřídeli - podíl jalové větve

$$P_1' = \frac{P_2'}{\eta_1} = \frac{5381,6}{0,988} = \underline{5447 \text{ W}} \quad (4.12)$$

Celkový ztrátový výkon na činné větvi

$$\Sigma P_Z = P_1 - P_H = 32681,5 - 31200 = \underline{1481,5 \text{ W}} \quad (4.13)$$

Celkový ztrátový výkon na jalové větvi

$$\Sigma P_Z' = P_1' - P_{HJ} = 5447 - 5200 = \underline{247 \text{ W}} \quad (4.14)$$

Poměr výkonů mezi větvemi

$$p_i = \frac{P_1'}{P_1} = \frac{P_i'}{P_i} = \frac{5447}{32681,5} = \frac{1}{6} \quad (4.15)$$

Platí

$$P_{HJ} = P_{1J} = P_{2J} = P_{3J}$$

Celkový výkon na vstupní hřídeli

Protože vstupní, nebo také rozvodová hřídel, je společná oběma větvím mechanismu, je třeba připočíst činnou ztrátu výkonu na jalové větvi k činnému výkonu na vstupní hřídeli, aby byl určen celkový výkon na vstupní hřídeli procházející rozvodovým převodem.

$$P_{1c} = P_1 + \Sigma P_z' = 32681,5 + 247 = \underline{32928,5 \text{ W}} \quad (4.16)$$

Celkový činný výkon na vstupní hřídeli

Je to celkový výkon vstupující do mechanismu pohonu vstupním hřídelem

$$P_{1cC} = P_{1c} - P_{HJ} = 32928,5 - 5200 = \underline{27728,5 \text{ W}} \quad (4.17)$$

Tab. 3.1 Přehled výkonů a ztrát na hřídelích

hřídel	činná větev		jalová větev	
	výkon W	ztráta W	výkon W	ztráta W
výstupní	31901,8	1481,5	5317	247
předlohová	32289,3		5381,6	
vstupní	32681,5		5447	
	celkový	32928,5 W		
	celkový činný	27728,5 W		

4.2.4 Celková maximální účinnost mechanismu pohonu

Je důležité si uvědomit, že velikost ztrát v mechanismu pohonu je nejen závislá na množství proudícího činného výkonu, ale i na aktuálním poměru činného výkonu vůči jalovému.

Pohon pracuje s hodnotou jalového výkonu odvozeného od maximální hodnoty činného výkonu na hřebeni, ta se však nemění, i když je činný výkon na hřebeni nižší. Poměr jalového výkonu a činného se mění a to způsobuje rapidní zvýšení ztrát v oběhu a snížení celkové účinnosti.

Pohon tedy pracuje s proměnou celkovou účinností, která bude nejvyšší při maximálním jmenovitém zatížení a minimální při nejnižším jmenovitém zatížení hřebene.

Lze vypočítat maximální celkovou účinnost při maximálním jmenovitém zatížení jako poměr činného výkonu na hřebeni vůči činnému výkonu na vstupní hřídeli pohonu.

$$\eta_{\max} = \frac{P_{H\check{C}}}{P_{1\check{C}C}} \cdot 100 = \frac{26000}{27728,5} \cdot 100 = \underline{93,8 \%} \quad (4.18)$$

4.3 Volba převodového poměru mechanismů

Protože není celkový převodový poměr pohonu zadán, je volba dílčích převodových poměrů zcela libovolná. Pro planetový převod s počtem satelitů $s = 3$ je navržen počet zubů satelitů, centrálního kola a korunového kola v [16]. Pro hřeben je užit počet zubů 10 000, protože výpočet následné geometrie soukolí pomocí [13] nedokáže zpracovat hodnotu počtu zubů ∞ . Navržené počty zubů jednotlivých kol jsou shrnuty v tab 3.2.

Tab. 3.2 Přehled počtu zubů jednotlivých kol v pohonu

převod		pastorek		kolo	
hřebenový		z_P	25	z_H	10000 (∞)
planetový 3 satelity	satelit - centrální kolo	z_S	23	z_C	25
	satelit - korunové kolo	z_S	23	z_K	-71
rozvodový		z_1	25	z_2	48

- geometrie kola přebírá index vyznačený u počtu zubů kola

Převodový poměr planetového převodu

$$i_P = \frac{1}{1 + \frac{|-z_K|}{z_C}} = \frac{1}{1 + \frac{71}{23}} = \underline{0,26} \quad (4.19)$$

Převodový poměr rozvodového převodu

$$i_R = \frac{z_2}{z_1} = \frac{48}{25} = \underline{1,92} \quad (4.20)$$

Celkový převodový poměr

$$i_C = i_P \cdot i_R = 0,26 \cdot 1,92 = \underline{0,5} \quad (4.20)$$

4.4 Návrh geometrie ozubených soukolí

Pro návrh geometrie převodů je nejprve určit geometrii hřebenového převodu, jmenovitě valivý průměr. Se znalostí výkonů a obvodových rychlostí na hřídelích, jsou určeny krouticí momenty, potřebné pro návrh jednotlivých modulů ozubených soukolí. Na základě již předtím zvolených počtu zubů a po návrhu modulů jsou pak navrženy další geometrické parametry.

4.4.1 Geometrie hřebenového převodu

Při návrhu se vychází z maximální zatěžující síly na hřebeni.

Maximální zatěžující síla na hřebeni

$$F_{ZH \max} = (1 + p_c) \cdot F_{H \max} = (1 + 0,2) \cdot 20000 = \underline{24000 \text{ N}} \quad (4.21)$$

Geometrie hřebenového převodu

V [15] je pro $F_{ZH \max}$ a materiál 12 010 cementován - kalen navržen normální modul $m_n = 5 \text{ mm}$. Geometrie hřebenového převodu zkontrolována v [13] a uvedena v příloze. Soukolí je navrženo tak, aby pracovalo s vyrovnanými měrnými skluzy

4.4.2 Geometrie planetového převodu

Pro návrh modulu planetového převodu je směrodatné soukolí satelit – korunové kolo, protože korunové kolo je vyráběno z oceli zušlechtnuté, která je méně odolná v dotyku než ocel kalená, ze které je vyrobeno soukolí planetového převodu centrální kolo – satelit.

Planetový převod je řešen jako dvojice soukolí: satelit – centrální kolo a satelit – korunové kolo. Planetový převod má na obou svých ozubených soukolích stejný modul. Směrodatný pro návrh modulu je krouticí moment na satelitu

Úhlová rychlost výstupní hřídeli

$$\omega_3 = \frac{2 \cdot v_{\max}}{d_{wP}} = \frac{2 \cdot 1300}{126,92} = \underline{20,48 \text{ s}^{-1}} \quad (4.22)$$

d_{wP} – valivý průměr hřebenového pastorku z přílohy:

$$d_{wP} = 126,93 \text{ mm}$$

Krouticí moment na jednom satelitu

Odvození vzorce vychází z myšlenky, že se krouticí moment na centrálním kole dělí počtem satelitů, dále se přepočítává na satelit a zvětšen o ztrátu na planetovém převodu.

$$M_{ks} = \frac{M_{k3} \cdot z_s}{\eta_2 \cdot s \cdot z_c} = \frac{1557,7 \cdot 23}{0,988 \cdot 3 \cdot 25} = \underline{483,5 \text{ Nm}} \quad (4.23)$$

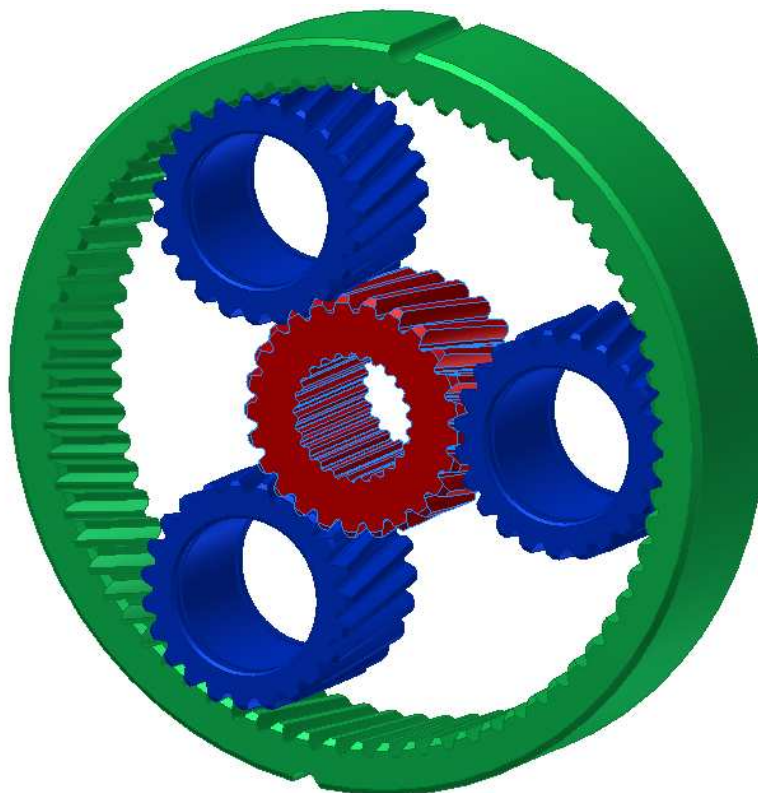
s – počet satelitů s = 3

Geometrie planetového převodu

V [15] je pro M_{ks} a materiál ocel 12 061 zušlechtěnou navržen normální modul $m_n = 5 \text{ mm}$. Geometrie planetového převodu je vytvořena v [13], tak, aby soukolí pracovalo s celočíselným součinitelem záběru a vyrovnanými měrnými skluzy. Geometrie centrálního kola je navržena tak, aby došlo ke shodě s geometrií pastorku hřebenového převodu za účelem vyrovnaní axiálních sil na výstupní hřídeli. Tato geometrie je uvedena v příloze pro soukolí satelit - centrální kolo a pro soukolí satelit – korunové kolo.

Kontrola podmínek sousedství a kolizí

Provedena vizuálně na obr. 4.3.



Obr. 4.3 Model planetového převodu pohonu hřebene

4.4.3 Geometrie rozvodového převodu

Pro návrh rozvodového převodu je nejdříve nutno vypočíst krouticí moment a obvodovou rychlost na vstupní hřídeli.

Úhlová rychlost na vstupním hřídeli

$$\omega_1 = \omega_3 \cdot i_C = 20,48 \cdot 0,5 = \underline{10,24 \text{ s}^{-1}} \quad (4.24)$$

Krouticí moment na rozvodovém pastorku ze strany činné větve

$$M_{k1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{32681,5}{10,24} = \underline{3191,6 \text{ Nm}} \quad (4.25)$$

Geometrie rozvodového převodu

V [15] je navržen normální modul $m_n = 6 \text{ mm}$ je pro M_{k1} a materiál 12 020 cementováno – kaleno. Geometrie rozvodového převodu zkontrolována v [13] a uvedena v příloze. Je navržena tak, aby soukolí pracovalo s celočíselným součinitelem záběru a vyrovnanými měrnými skluzy.

4.5 Návrh průměru hřídelí

Ačkoliv ještě nejsou známy rozměry hřídelí a reakce v uloženích, je možno navrhnout z prosté podmínky na dovolené napětí v krutu průměr hřídele. Dovolené napětí v krutu je sníženo, aby byl kompenzován dosud neznámý ohyb. Takovýto vypočtený průměr, lze situovat na hřídeli jako průřez pod ozubeným kolem. Je proveden vzorový výpočet pro vstupní hřídel. Přehled navržených průměrů je v tab. 3.3.

Odvození výpočtu průměru hřídele z podmínky dovoleného napětí v krutu

$$\frac{M_K}{W_K} \leq \tau_{KD} \Rightarrow \frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{KD} \Rightarrow 16 \cdot M_K \leq \tau_{KD} \cdot \pi \cdot d^3 \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_{KD}}} \quad (4.26)$$

Celkový krouticí moment na vstupní hřídeli

$$M_{k1C} = \frac{P_{1C}}{\omega_1} = \frac{32224}{10,24} = \underline{3215,7 \text{ Nm}} \quad (4.27)$$

Krouticí moment na hřebenovém pastorku

$$M_{k3} = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{31901,8}{20,48} = \underline{1557,7 \text{ Nm}} \quad (4.28)$$

Úhlová rychlost na předlohovém hřídeli

$$\omega_2 = \omega_3 \cdot i_p = 20,48 \cdot 0,26 = \underline{5,33 \text{ s}^{-1}} \quad (4.29)$$

Krouticí moment na předlohovém hřídeli

$$M_{k2} = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{32289,2}{5,33} = \underline{6058 \text{ Nm}} \quad (4.30)$$

Návrhový průměr pro vstupní hřídel

$$d_{n1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K1C}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} \\ d_{n1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3215,7}{\pi \cdot 20}} \quad (4.31)$$

$$d_{n1} \geq 93,6 \text{ mm} \Rightarrow \underline{\underline{\text{voleno } d_{n1} = 100 \text{ mm}}}$$

τ_{kD} – dovolené napětí v krutu, voleno

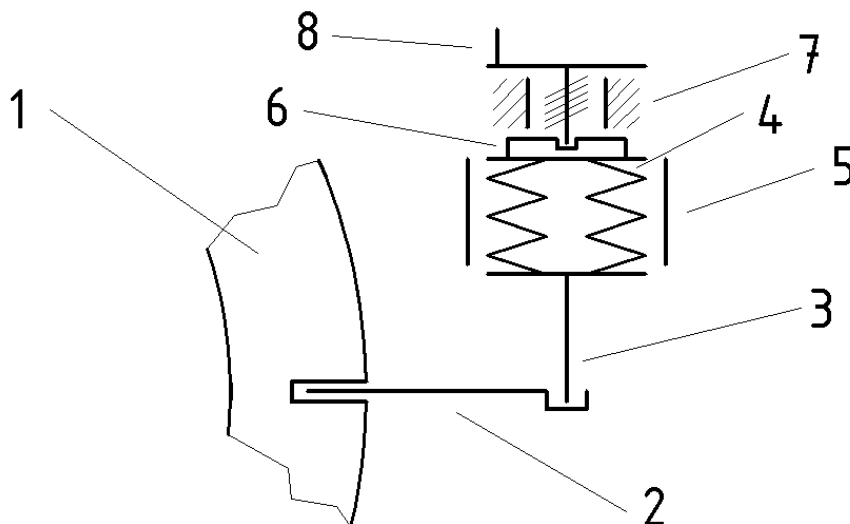
$\tau_{kD} = 20 \text{ MPa}$

Tab. 3.3 Navržené průměry hřídelí

	M_k Nm	τ_{kD} MPa	d_n mm
Vstupní hřídel	3215,7	20	100
Předlohový hřídel	6058		115
Výstupní hřídel	1557,7		75

4.6 Návrh napínacího mechanismu

Navržené schéma napínacího mechanismu je popsáno na obr. 4.4. Napínací čep 2 je pevně upnut do korunového kola 1. Na napínací čep působí tlačný čep 3, na kterém leží sada talířových pružin 4 ve vodícím válci 5. Mezi sadu pružin a stavěcí šroub 8 upnutý v rámu 7 je vloženo axiální ložisko 6, které absorbuje rotační pohyb šroubu. Pro návrh je zde užita jalové síla na hřebeni.



Obr. 4.4 Schéma napínacího mechanismu

Jalová síla na hřebeni

$$F_{HJ} = p_c \cdot F_{H \max}$$

$$F_{HJ} = 0,2 \cdot 20000$$

$$\underline{F_{HJ} = 4000 \text{ N}}$$

(4.32)

4.6.1 Návrh průměru stavěcího šroubu a napínacího a tlačného čepů

Průměr je možno navrhnout z podmínky na dovolený tlak. Dovolенý tlak je volen nízký, aby byl kompenzován ohyb u napínacího čepu, u tlačného čepu vzpěr a stavěcího šroubu krut. Je také volen nízký, protože zatím není známa skutečná velikost síly.

Odvození výpočtu průměru čepu z podmínky dovoleného tlaku

$$\frac{F \cdot 4}{\pi \cdot d^2} \leq \sigma_{dD} \Rightarrow d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{dD}}} \quad (4.33)$$

Návrh průměru šroubu a čepů

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HJ}}{\pi \cdot \sigma_{dD}}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 4000}{\pi \cdot 50}}$$

$$\underline{\underline{d \geq 10 \text{ mm}}}$$

(4.34)

σ_{dD} – dovolený napětí v tlaku, voleno

$\sigma_{dD} = 50 \text{ MPa}$

Jak je patrné, je návrhový průměr i při sníženém napětí v tahu v poměru k rozměrům celého zařízení velmi malý, proto je:

Průměr napínacího čepu

Volen $d_{nč} = 35 \text{ mm}$

Průměr tlačného čepu

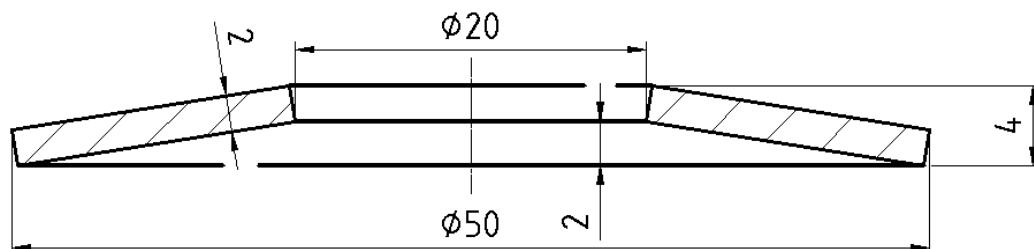
Volen $d_{tč} = 25 \text{ mm}$

Závit stavěcího šroubu

Volen M25 x 1

4.6.2 Návrh talířové pružiny

Je vytvořen vlastní návrh talířové pružiny. Pro návrh je možno vycházet z jalové síly na hřebeni. Navržená pružina musí při maximální dovolené deformaci přenést větší sílu než jalovou sílu na hřebeni. Pokud tomu tak není, je třeba řadit za sebe více pružin. Výpočtový postup brán z [6].



Obr. 4.5 Vlastní návrh talířové pružiny

Navržené rozměry

d_p – malý průměr pružiny:

$d_p = 20 \text{ mm}$

D_p – velký průměr pružiny:

$D_p = 50 \text{ mm}$

t_p – tloušťka pružiny:

$t_p = 2 \text{ mm}$

h_p – vydutí pružiny:

$h_p = 2 \text{ mm}$

H_p – celková šířka pružiny:

$H_p = 4 \text{ mm}$

Dovolená deformace talířové pružiny

$$y_{PD} = 0,75 \cdot h_p = \underline{1,5 \text{ mm}}$$

(4.35)

Pomocné geometrické součinitele

$$X = \frac{D_p}{d_p} = \frac{50}{20} = \underline{2,5} \quad (4.36)$$

$$X_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{X-1}{X}\right)^2}{\frac{X+1}{X-1} - \frac{2}{\ln X}} = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{2,5-1}{2,5}\right)^2}{\frac{2,5+1}{2,5-1} - \frac{2}{\ln 2,5}} = \underline{0,761} \quad (4.37)$$

Pomocný materiálový součinitel

$$m = \frac{1}{\mu} = \frac{1}{0,3} = \underline{3,333} \quad (4.38)$$

μ – poissonova konstanta, pro ocel z [3]:

$$\mu = 0,3$$

Maximální síla při dovolené deformaci

$$F_{P \max} = \frac{4 \cdot E \cdot m^2 \cdot t_p^4}{(m^2 - 1) \cdot X_1 \cdot D_p^2} \cdot \frac{y_{PD}}{t_p} \cdot \left[\left(\frac{h_p}{t_p} - \frac{y_{PD}}{t_p} \right) \cdot \left(\frac{h_p}{t_p} - \frac{y_{PD}}{2 \cdot t_p} \right) + 1 \right]$$
$$F_{P \max} = \frac{4 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,333^2 \cdot 2^4}{(3,333^2 - 1) \cdot 0,761 \cdot 50^2} \cdot \frac{1,5}{2} \cdot \left[\left(\frac{2}{2} - \frac{1,5}{2} \right) \cdot \left(\frac{2}{2} - \frac{1,5}{2 \cdot 2} \right) + 1 \right] \quad (4.39)$$
$$\underline{F_{P \max} = 6734 \text{ N}}$$

E – modul pružnosti v tahu, pro ocel z [3]:

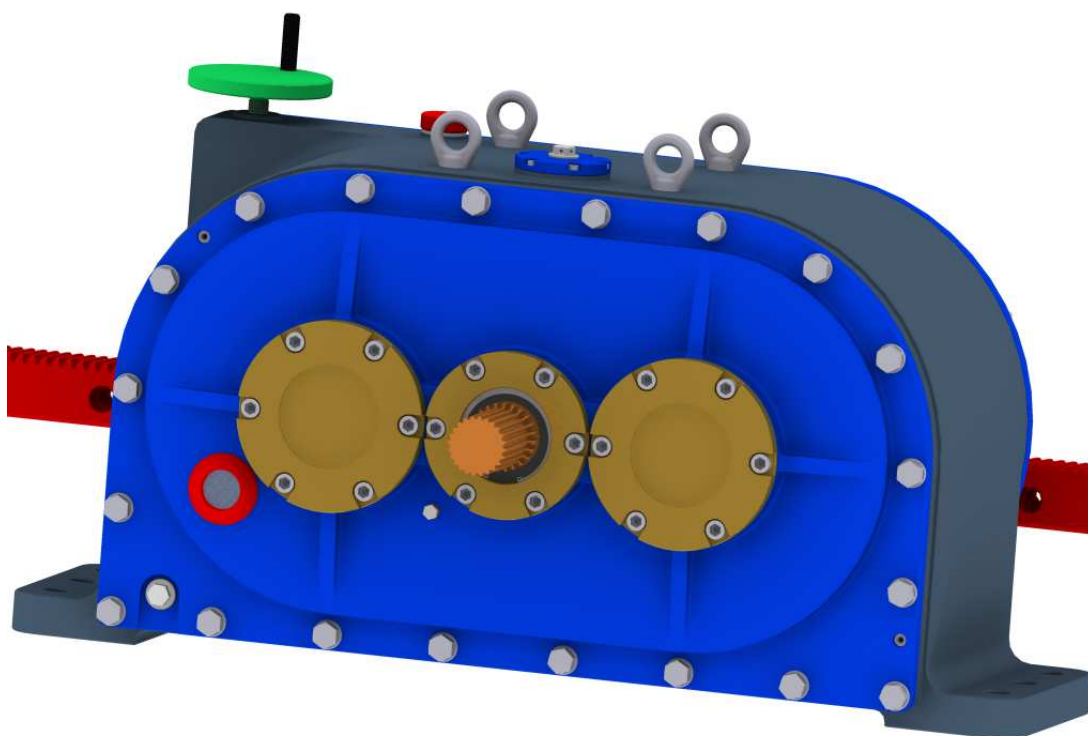
$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Kontrola přenesené síly

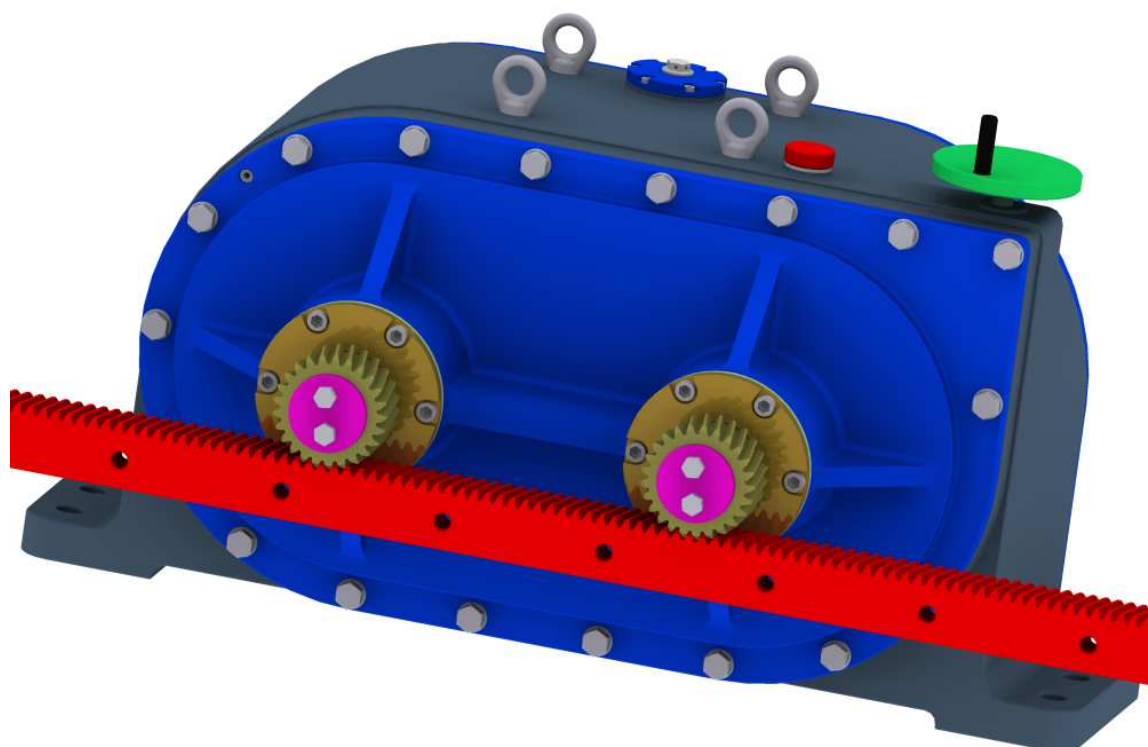
$$F_{JH} \leq F_{P \max}$$
$$\underline{4000 \text{ N} \leq 6734 \text{ N} - \text{vyhovuje}} \quad (4.40)$$

4.7 Závěr k vlastnímu konstrukčnímu návrhu pohonu

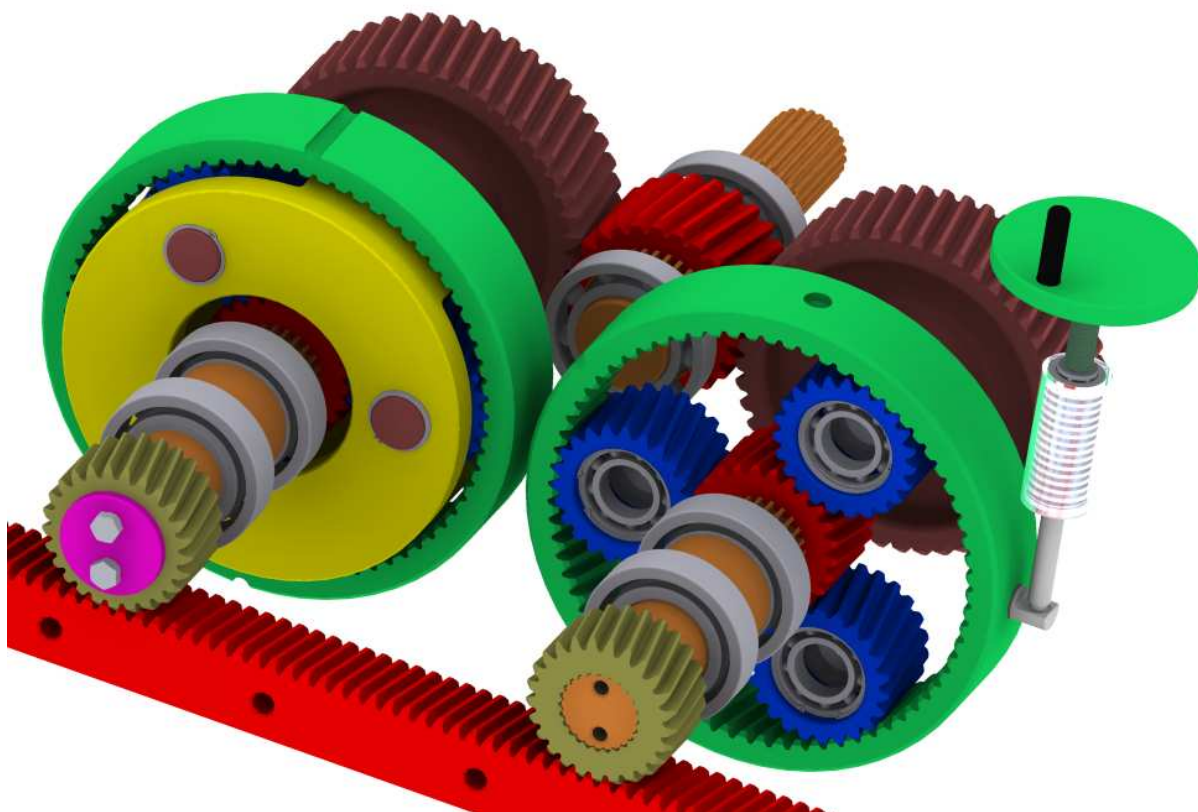
Na základě navržených součástí je vytvořen vlastní konstrukční návrh pohonu na obr. 4.6 a obr. 4.7. Na obr. 4.8 je zobrazeno vnitřní ústrojí pohonu.



Obr. 4.6 Vlastní konstrukční návrh pohonu, pohled ze strany vstupní hřídele



Obr. 4.7 Vlastní konstrukční návrh pohonu, ze strany výstupní hřídele



Obr. 4.8 Vnitřní ústrojí vlastního konstrukčního návrhu pohonu

5 KONTROLA POHONU

Vlastní konstrukční návrh je podroben pevnostním a životnostem kontrolám, které mají ověřit, zda je navržený pohon schopen provozu v podmínkách uvedených v zadání. Kontrole jsou podrobeny všechny důležité součásti mechanismu pohonu.

V této části práce je často využit postup, kdy je při sérii opakujících se výpočtů proveden jeden vzorový výpočet, a následující hodnoty a výsledky vypočítané podle vzoru jsou řazeny do tabulek uváděných ve vlastním textu, často také v tabulkách v příloze. Obdobného postupu je využito při výpočtu součástí, u kterých je metodika výpočtu stejná, jako například u hřídelí.

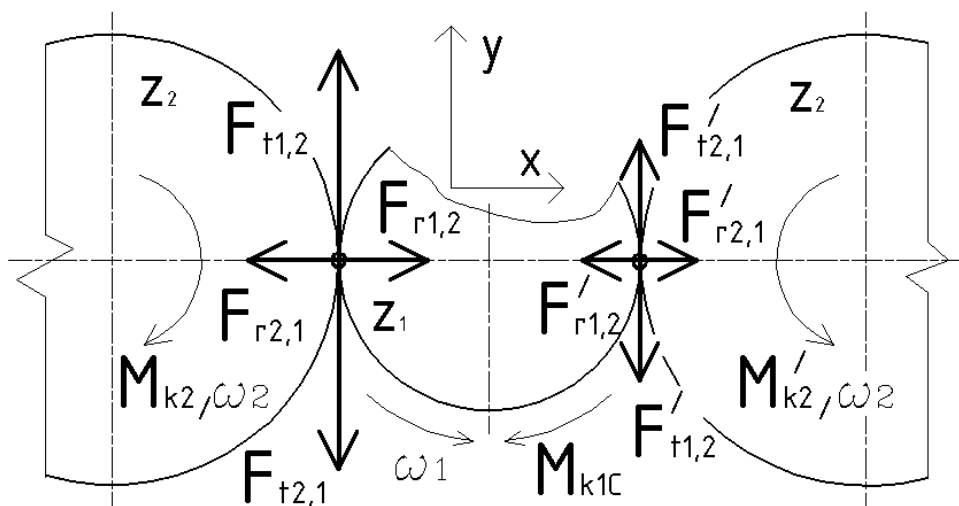
5.1 Rozbor sil v ozubených převodech

Pro kontrolu mnoha součástí návrhu je třeba znát silové poměry v ozubeních. Na základě geometrických parametrů ozubených a krouticích momentů dříve již zjištěných jsou vypočítány síly v ozubení dle vzorového výpočtu sil na hřebenovém pastorku. Podle stejného postupu jsou určeny všechny další síly, ty jsou uvedeny v tab. 5.2, potřebné geometrické parametry jsou uvedeny v tab. 5.1 Výpočet je doplněn o zjištění ohybového momentu od axiální síly, který bývá často opomenut.

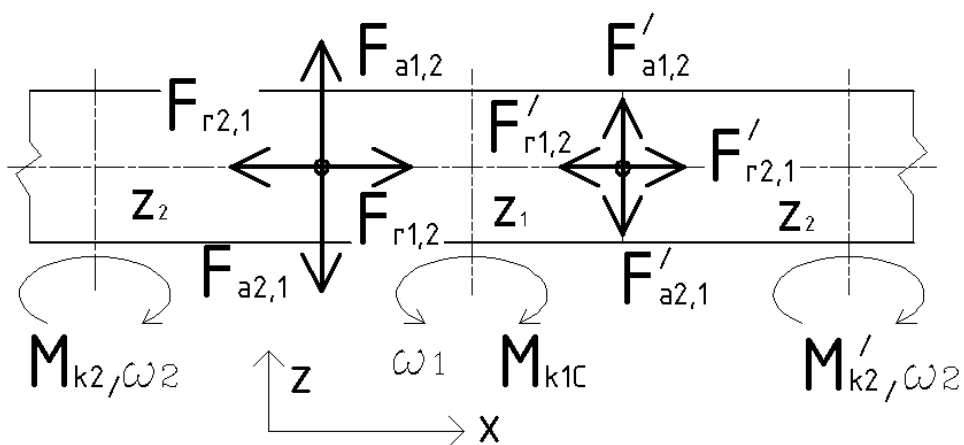
Pro reakční dvojice sil neplatí rovnost, protože jsou vypočítány z výkonů, ve kterých je zohledněna účinnost. Jednotlivé síly jsou opatřeny indexy na základě druhu síly a kola, na němž působí. Dále se rozlišuje, zda se jedná o sílu akční či reakční na základě pořadí indexů. Jednotlivá kola jsou označena počtem zubů

Pro rozvodový a planetový převod platí zvláštní vlastnosti, kdy dochází k sečítání a odečítání sil a momentů na jednotlivých kolech. K tomu se ještě přidávají vlastnosti vyplývající ze smíšeného oběhu výkonů. Tyto celkové účinky jsou shrnuty v tab. 5.3, postup k jejich zjištění je popsán v odborné literatuře [7] a jiných [9].

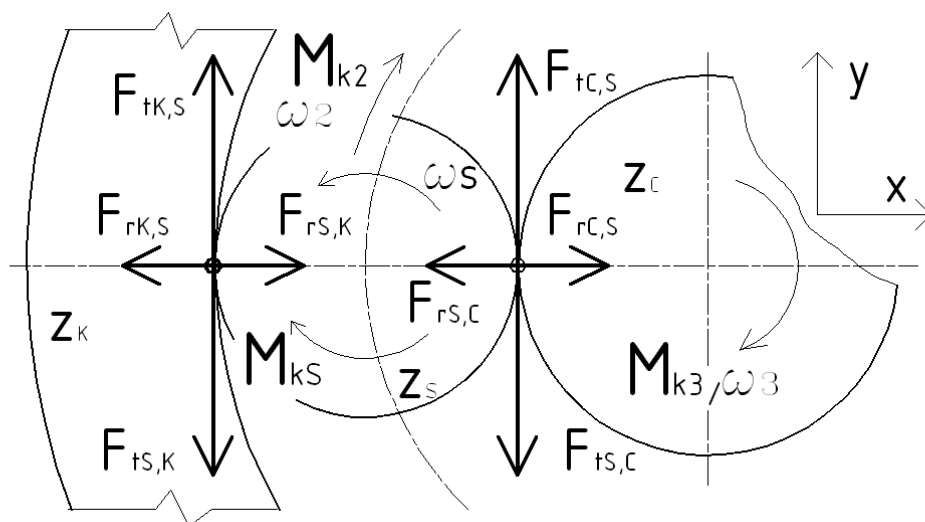
Na obr 5.1 a obr. 5.2 je naznačeno rozložení sil a krouticích momentů na rozvodovém převodu. Na obr. 5.3 a obr. 5.4 je naznačeno rozložení sil na planetovém převodu pro jeden satelit. Na obr. 5.5 je naznačeno rozložení sil na hřebenovém převodu. Na všech obrázcích není vyznačen moment od ohybových sil, aby byla zachována přehlednost. Zda se jedná o hnací nebo hnané kolo naznačuje, souhlas obvodové rychlosti a krouticího momentu. Pro hnací kolo nesouhlasí, pro hnané ano



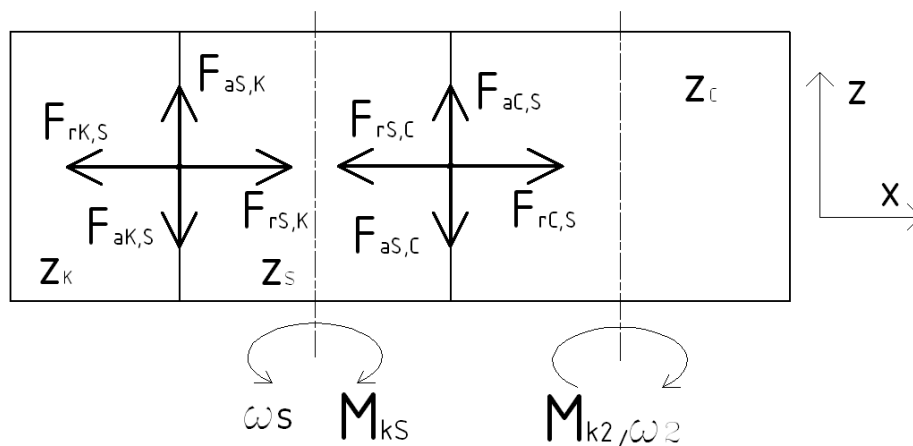
Obr. 5.1 Rozložení sil v rozvodovém převodu v rovině x - y



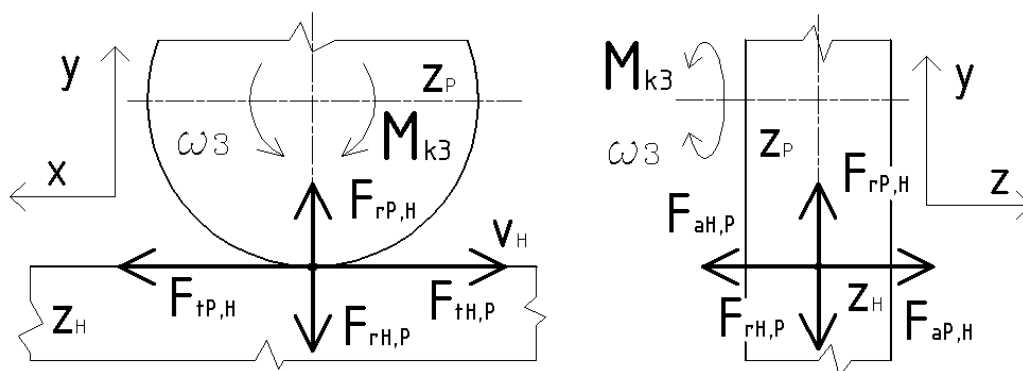
Obr. 5.2 Rozložení sil v rozvodovém převodu v rovině x - z



Obr. 5.3 Rozložení sil v planetovém převodu v rovině x - y



Obr. 5.4 Rozložení sil v planetovém převodu v rovině x - z



Obr. 5.5 Rozložení sil v hřebenovém převodu

Obvodová síla na hřebenovém pastorku

$$F_{tPH} = \frac{2 \cdot M_{k1C}}{d_{wP}} = \frac{2 \cdot 3215,7 \cdot 1000}{126,92} = \underline{24546,3 \text{ N}} \quad (5.1)$$

Radiální síla na hřebenovém pastorku

$$F_{rPH} = F_{tPH} \cdot \tan \alpha_{twP} = 24546,3 \cdot \tan 20,28^\circ = \underline{9070,2 \text{ N}} \quad (5.2)$$

Axiální síla na hřebenovém pastorku

$$F_{aPH} = F_{tPH} \cdot \frac{\tan \beta_{bP}}{\cos \alpha_{twP}} = 24546,3 \cdot \frac{\tan 9,39}{\cos 20,28} = \underline{4327 \text{ N}} \quad (5.3)$$

Ohybový moment od axiální síly na pastorku

$$M_{oaP} = F_{aPH} \cdot \frac{d_{wP}}{2} = 4327 \cdot \frac{126,92}{2} = \underline{274,6 \text{ Nm}} \quad (5.4)$$

Tab. 5.1 Geometrické parametry pro výpočet sil

kolo	d_w mm		α_{tw} °		β_b °	
hřebenový pastorek	d_{wP}	126,92	α_{twP}	20,28	β_{bP}	9,39
centrální kolo	d_{wC}	135,42	α_{twC}	28,45	β_{bP}	9,39
satelit	d_{wS}	124,58	α_{twS}		β_{bS}	
korunové kolo	d_{wK}	384,58	α_{twK}		β_{bK}	
rozvodové kolo	d_{w2}	299,53	α_{tw2}	24,31	β_{b2}	7,81
rozvodový pastorek	d_{w1}	156	α_{tw1}		β_{b1}	

Tab. 5.2 Síly a ohybové momenty v ozubení

ozubené kolo		F_t N		F_r N		F_a N		M_{oa} Nm	
hřeb. pastorek		$F_{tP,H}$	24546,3	$F_{rP,H}$	9070,2	$F_{aP,H}$	4327	$M_{oaP,H}$	274,6
cent. kolo -1 sat.		$F_{tC,S}$	7668,5	$F_{rC,S}$	4155	$F_{aC,S}$	1442,3	$M_{oaC,S}$	97,7
satelit		$F_{tS,C}$ $F_{tS,K}$	7762,1	$F_{rS,C}$ $F_{rS,K}$	4205,7	$F_{aS,C}$ $F_{aS,K}$	1460	$M_{oS,C}$ $M_{oS,K}$	90,9
koru. kolo -1 sat.		$F_{tK,S}$	7668,5	$F_{rK,S}$	4155	$F_{aK,S}$	1442,3	$M_{oK,S}$	832
rozvodové kolo		$F_{t2,1}$	40450,2	$F_{r2,1}$	18272,5	$F_{a2,1}$	5851,4	$M_{oa2,1}$	876,3
rozv.	č. v.	$F_{t1,2}$	40914,7	$F_{r1,2}$	18482,3	$F_{a1,2}$	5918,6	$M_{oa1,2}$	461,7
pastorek	j. v.	$F_{t1,2}$	6805,3	$F_{r1,2}$	3074,2	$F_{a1,2}$	984,4	$M_{oa1,2}$	76,8

Tab. 5.3 Součtové síly a momenty v ozubeních

Kolo	ΣF_t N		ΣF_r N		ΣF_a N		ΣM_{oa} Nm	
cen. kolo –3 sat.	$\Sigma F_{tC,S}$	0	$\Sigma F_{rC,S}$	0	$\Sigma F_{aC,S}$	4327	$\Sigma M_{oC,S}$	0
satelit	ΣF_{tS}	15524,2	ΣF_{rS}	0	ΣF_{aS}	0	ΣM_{oS}	181,8
kor. kolo –3 sat.	$\Sigma F_{tS,K}$	0	$\Sigma F_{rS,K}$	0	$\Sigma F_{aS,K}$	4327	$\Sigma M_{oS,K}$	0
rozv. pastorek	$\Sigma F_{t1,2}$	34109,4	$\Sigma F_{r1,2}$	15410,2	$\Sigma F_{r1,2}$	6903	$\Sigma M_{oa1,2}$	384,9

5.2 Kontrola ozubení

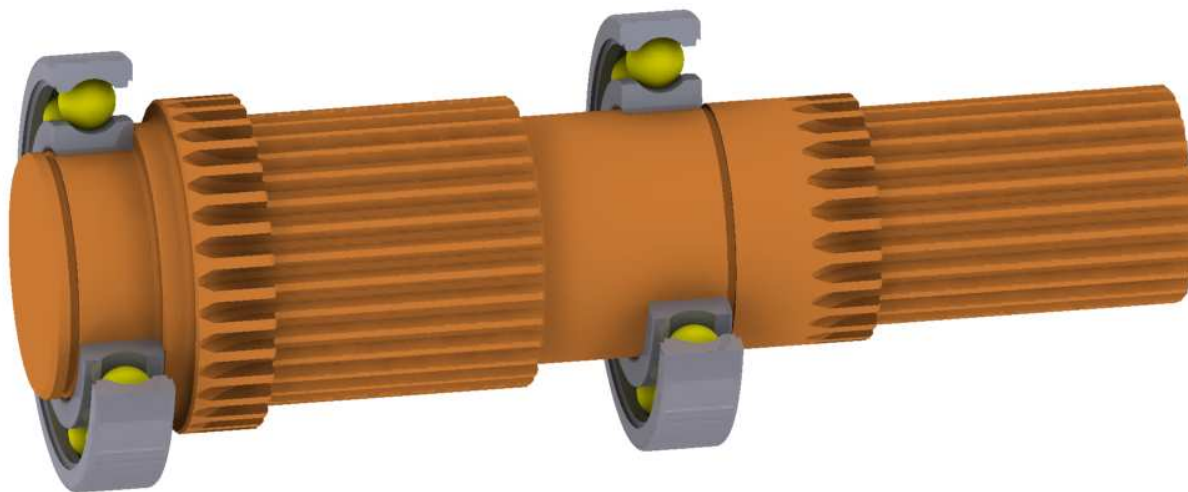
Kontrola ozubení je provedena v [12]. Výstupy pro jednotlivá soukolí jsou obsáhlé proto a jsou uvedeny v příloze. V tab. 5.4 jsou shrnuty jednotlivé bezpečnosti pro ohyb a dotyk pro každé kolo.

Tab. 5.4 Bezpečnosti ozubení

soukolí	pastorek		kolo	
	S_H	S_F	S_H	S_F
hřebenové	1,539	1,36	1,485	1,36
satelit – centrální kolo	5,912	2,049	7,384	2,049
satelit – korunové kolo	6,404	3,371	3,718	1,397
rozvodové	1,885	1,248	1,874	1,248

5.3 Kontrola vstupní hřídele

Vstupní hřídel na obr. 5.6, je kontrolována staticky, dynamicky a na deformace. V rámci oddílu vstupní hřídele jsou také řešeny životnosti ložisek uložených na hřídeli. Dále jsou kontrolována na hřídeli vyskytující se evolventní drážkování na dovolený tlak.



Obr. 5.6 Vstupní hřídel s ložisky

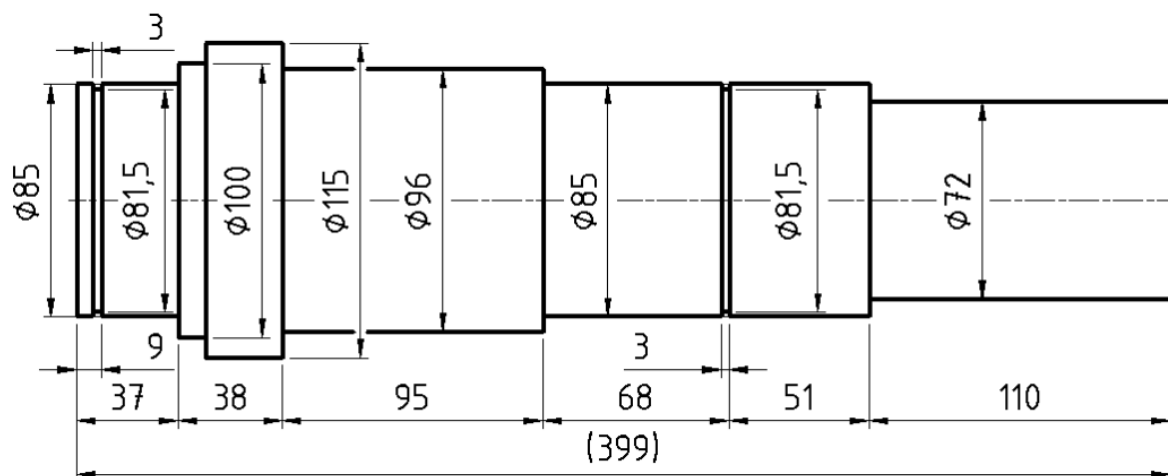
Pro vyšetření napětí a deformací potřebných pro kontroly je vytvořen výpočtový model uvedený na obr. 5.7 Vstupní hřídel se řeší jako nosník prostorově zatížený v [14]. Evolventní drážkování je zde nahrazeno prostým kruhovým průřezem o jmenovitém průměru příslušné

velikosti drážky. Vliv tvarových podrobností, jako jsou radiusy, drážky atd., je zohledněn v dynamické kontrole a do výpočtového modelu zahrnuty nejsou.

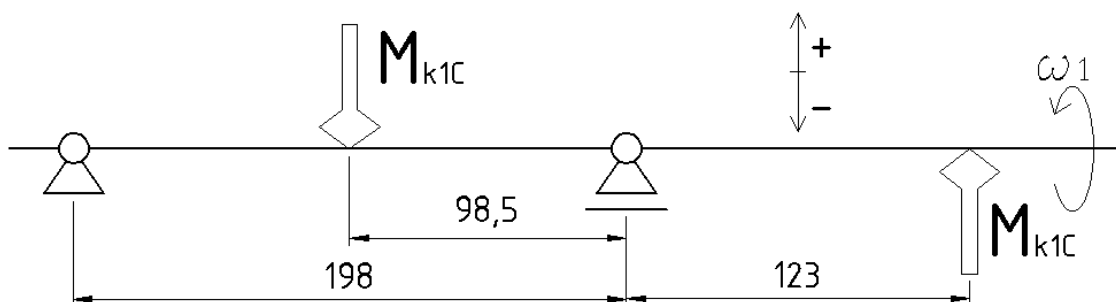
V oddílu deformačních kontrol je vstupní hřídel kontrolována na průhyb, zkroucení a úhlu naklonění průřezu. Překročení dovolené velikosti nezpůsobí nefunkčnost kontrolované součásti, ale může způsobit problémy v provozu jako zvýšení vibrací, hluku, snížení životnosti soukolí vlivem zhoršeného záběru zubů a neposledně také zvětšení mrtvého chodu. V tomto mechanismu je nicméně vyžadována zvýšená míra zkroucení hřídelí, aby bylo možno dosáhnout efektu potlačení mrtvého chodu.

Zatížení je popsáno v sérii obrázku obr. 5.8 až obr. 5.11. Zatěžovací síly a momenty jsou vyřešeny v předchozích oddílech práce.

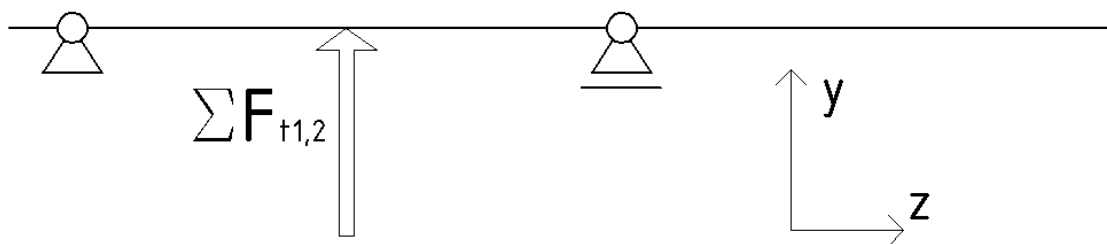
Pro zjednodušení metodiky výpočtu se vychází z toho, že na celé vstupní hřídeli působí M_{k1C} , i když tento moment působí pouze v místě pod rozvodným pastorkem. Na jiných místech hřídele působí moment zmenšený o jalovou složku.



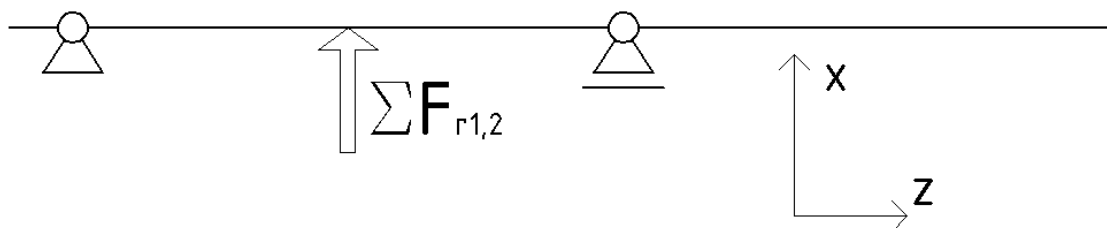
Obr. 5.7 Výpočtový model vstupní hřídele



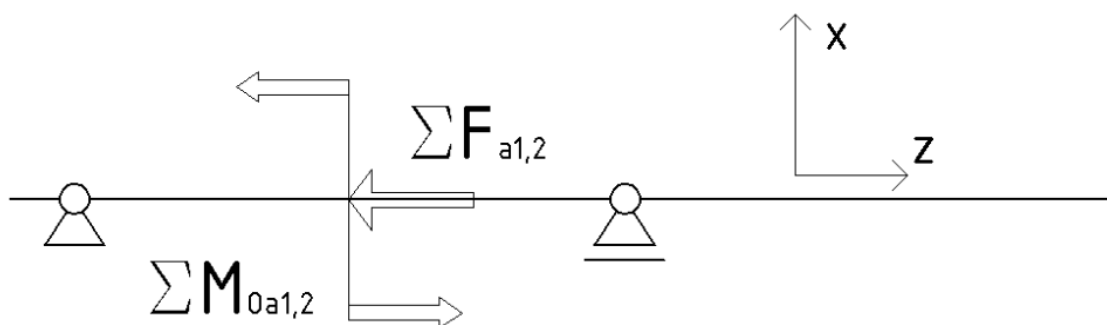
Obr. 5.8 Zatížení krouticím momentem vstupní hřídele



Obr. 5.9 Zatížení obvodovou silou v rovině z - y vlastní hřídele



Obr. 5.10 Zatížení radiální silou v rovině z - x vlastní hřídele



Obr. 5.11 Zatížení axiální silou a ohybovým momentem v rovině z - x vlastní hřídele

5.3.1 Statická kontrola vstupní hřídele

Statická kontrola spočívá ve stanovení statické bezpečnosti, která porovnává maximální redukované napětí v průřezu hřídele vůči mezi kluzu materiálu. Graf průběhu redukovaného napětí na vstupní hřídeli v příloze.

Statická bezpečnost

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red\ max}} = \frac{530}{64,6} = 8,2 - \underline{\underline{vyhovuje}} \quad (5.5)$$

$\sigma_{red\ max}$ – max. redukované napětí, určeno z grafu v příloze:

$\sigma_{red\ max} = 64,6 \text{ MPa}$

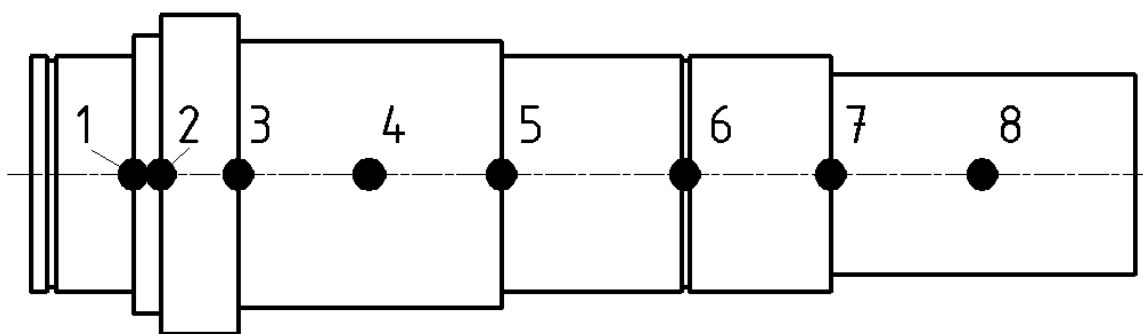
Re – mez kluzu materiálu, pro materiál 12 060.6 z [5]:

Re = 530 MPa

5.3.2 Dynamická kontrola vstupní hřídele

Výpočet stanovuje dílčí únavové bezpečnosti vůči ohybu a krutu a z nich finální dynamickou bezpečnost. Je proveden jeden vzorový výpočet pro vrub, na kterém se vyskytuje napětí v krutu a v ohybu. Protože tento vrub není kritický, je zde uveden ještě výsledek pro kritický vrub, na kterém je vyhodnocována pouze dílčí bezpečnost pro krut v tab. 5.6. Tento postup je volen, proto, aby byl jasně popsán výpočet dynamické bezpečnosti. Ostatní hodnoty a výsledky jsou řazeny v tabulkách v příloze. Průběhy napětí v ohybu a v krutu na vstupní hřídeli jsou zobrazeny v grafech v příloze.

Na obr. 5.12 vytvořena lokalizace tvarových podrobností, dále již vrubů, na vstupní hřídeli. V tab. 5.5 je provedena jejich identifikace podle typu vrubu. Platí, že, když se setkají dva vruby, což je příklad vrubu 7, kdy se setkává vrub dna evolventní drážky a rádius osazení, je nadřazen vrub, který více zasahuje do průřezu hřídele, v tomto případě je to dno evolventní drážky.



Obr. 5.12 Lokalizace vrubů na vstupní hřídeli

Tab. 5.5 Identifikace vrubu na vstupní hřídeli

č. vrubu	Typ vrubu	č. vrubu	typ vrubu
1	rádius osazení	5	rádius osazení
2	rádius osazení	6	drážka pro pojistný kroužek
3	dno evolventní drážky	7	dno evolventní drážky
4	dno evolventní drážky	8	dno evolventní drážky

Materiálové konstanty

R_m – mez pevnosti, pro materiál 12 060.6 z [6]:

$R_m = 800 \text{ MPa}$

σ_{Co} – mez únavy v ohybu pro materiál 12 060 z [6]:

$\sigma_{Co} = 390 \text{ MPa}$

τ_{Ck} - mez únavy v krutu pro materiál 12 060 z [6]:

$\tau_{Ck} = 230 \text{ MPa}$

Mez únavy v ohybu pro vrub 5

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{Co} \cdot \nu_{\sigma} \cdot \varepsilon_{p\sigma}}{\sigma_o \cdot \beta_{\sigma}} = \frac{390 \cdot 0,75 \cdot 0,95}{11,6 \cdot 2,17} = \underline{11,02 \text{ MPa}} \quad (5.6)$$

σ_o – napětí v ohybu na vrubu 5, určeno z grafu v příloze: $\sigma_o = 11,6 \text{ MPa}$

ν_{σ} – součinitel velikosti součásti, voleno z [5]: $\nu_{\sigma} = 0,75$

$\varepsilon_{p\sigma}$ – součinitel jakosti povrchu součásti voleno pro jemně obrobený z [5]: $\varepsilon_{p\sigma} = 0,95$

β_{σ} – součinitel vrubu v ohybu, voleno z [5]: $\beta_{\sigma} = 2,17$

Únavová bezpečnost v krutu pro vrub 5

$$k_{\tau} = \frac{\tau_{Ck} \cdot \nu_{\tau} \cdot \varepsilon_{p\tau}}{\tau_k \cdot \beta_{\tau}} = \frac{230 \cdot 0,73 \cdot 0,98}{18,5 \cdot 2,17} = \underline{5,22} \quad (5.7)$$

τ_k – napětí v krutu na vrubu 5, určeno z grafu v příloze: $\tau_k = 18,5 \text{ MPa}$

ν_{τ} – součinitel velikosti součásti voleno z [5]: $\nu_{\tau} = 0,73$

$\varepsilon_{p\tau}$ – součinitel jakosti povrchu součásti voleno pro jemně obrobený z [5]: $\varepsilon_{p\tau} = 0,98$

β_{τ} – součinitel vrubu v krutu, voleno z [5]: $\beta_{\tau} = 1,7$

Výsledná dynamická bezpečnost pro vrub 5

$$k_D = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} = \frac{11 \cdot 5,22}{\sqrt{11,02^2 + 5,22^2}} = \underline{4,73 - \text{vyhovuje}} \quad (5.8)$$

Tab. 5.6 Dynamická bezpečnost pro kritický vrub

vrub	β_{τ}	ν_{τ}	$\varepsilon_{p\tau}$	τ_k MPa	k_D
7,8	1,52	0,74	0,93	104,1	2,37

5.3.3 Kontrola dovoleného průhybu vstupní hřídele

Kontrola probíhá v místě uložení ozubeného kola. Dovolená hodnota průhybu v místě uložení ozubeného kola je závislá na modulu zmíněného ozubeného kola.

Dovolený průhyb

$$y_D = 0,01 \cdot m_n = 0,01 \cdot 6 = \underline{0,06 \text{ mm}} \quad (5.9)$$

m_n – modul rozvodového převodu: $m_n = 6 \text{ mm}$

Kontrola dovoleného průhybu

$$y_{\max} \leq y_{Dov}$$
$$\underline{0,007 \leq 0,06 - \text{vyhovuje}} \quad (5.10)$$

y_{\max} – max. průhyb, určeno z grafu v příloze:

$$y_{\max} = 0,007 \text{ mm}$$

5.3.4 Kontrola dovoleného zkrutu vstupní hřídele

Vlivem jalového krouticího momentu dojde k výraznějšímu zkroucení průřezu vstupní hřídele. Proto je volena vyšší hodnota pro dovolené zkroucení z [6].

Maximální zkrut vstupní hřídele

$$\theta_{\max} = \varphi_{\max} / L_{h1} = 0,1142 / 0,399 = \underline{0,28 \text{ } ^\circ / m} \quad (5.11)$$

φ_{\max} – max. zkroucení, určeno z grafu v příloze:

$$\varphi_{\max} = 0,114^\circ$$

L_{h1} – délka vstupní hřídele:

$$L_{h1} = 0,399 \text{ m}$$

Kontrola dovoleného zkrutu

$$\theta_{\max} \leq \theta_D$$
$$\underline{0,29 \leq 0,5 - \text{vyhovuje}} \quad (5.12)$$

Θ_D – maximální zkut, voleno pro krátké hřídele z [5]:

$$\Theta_D = 0,5 \text{ } ^\circ / m$$

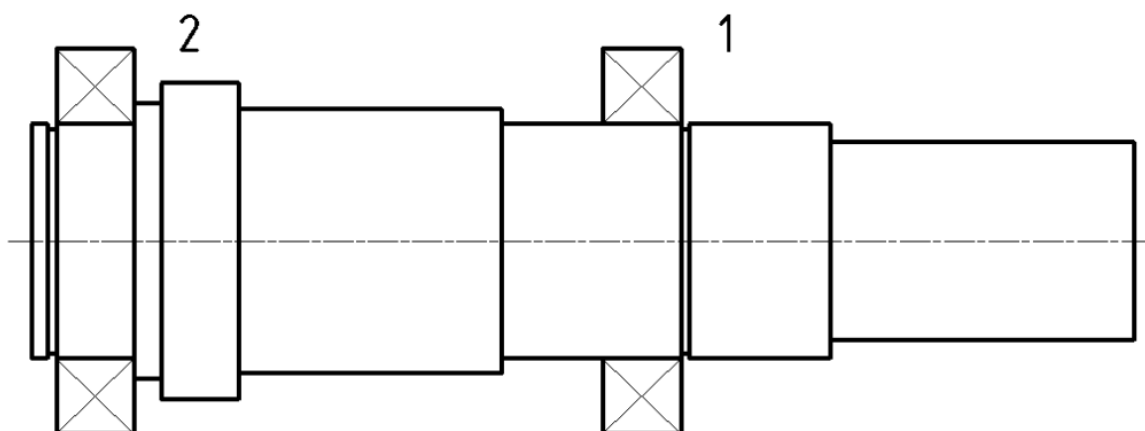
5.3.5 Kontrola dovoleného naklopení vstupní hřídele

Hřídel je třeba kontrolovat na naklopení hřídele v místě uložení ozubeného kola a v místě uložení ložisek. Jak je patrné z grafu v příloze, je pro přibližně symetricky mezi ložisky uložené kolo minimální naklopení. Dále je vidět, že po celém průřezu je hodnota naklopení hřídele hluboko pod dovolenými hodnotami pro jakýkoliv druh ložiska. Pak je možné říct, že vstupní hřídel vyhověla na kontrolu natočení pro uložení v místě ložisek a pod uložení ozubeného kola.

5.3.6 Kontrola životnosti ložisek uložených na vstupní hřídeli

Ložiska uložená na vstupní hřídeli jsou kontrolována na základní životnost v hodinách a na modifikovanou životnost v hodinách dle [11] pro 10% pravděpodobnost poškození ložiska. Na obr. 5.13 je zobrazena lokalizace ložisek na vstupní hřídeli. Identifikace ložisek je

provedena v tab. 5.7 z [11]. Je zde proveden jeden vzorový výpočet pro ložisko 2. Hodnoty a výsledky jsou dokumentovány v tab. 5.8 a tab. 5.9.



Obr. 5.13 Lokalizace ložisek na vstupní hřídeli

Tab. 5.7 Identifikace ložisek na vstupní hřídeli

ložisko	označení	typ ložiska	C kN	q
1	6217*	kuličkové radiální jednořadé SKF	87,1	3
2				

Otáčky vstupní hřídele

$$n_1 = \frac{\omega_1}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \frac{10,24}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = 97,8 \text{ min}^{-1} \quad (5.13)$$

Ekvivalentní radiální zatížení ložiska 2

$$P_r = X \cdot R_r + Y \cdot R_a$$

$$P_r = 0,56 \cdot 17,86 + 1,4 \cdot 6,89 \quad (5.14)$$

$$P_r = 19,66 \text{ kN}$$

R_r – radiální reakce do ložiska, určena při výpočtu v [14]

$$R_r = 17,86 \text{ kN}$$

R_a – axiální reakce do ložiska, určena při výpočtu v [14]

$$R_r = 1,4 \text{ kN}$$

X – koeficient radiálního dynamického zatížení, určena pro ložisko a zatížení v [11]

$$X = 0,56$$

Y – koeficient radiálního dynamického zatížení, určena pro ložisko a zatížení v [11]:

$$Y = 1,4$$

e – mezní hodnota pro výpočet X, Y, určena v [11]:

$$e = 0,314$$

Základní životnost ložiska 2

$$L_{10,h} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^q \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{87,1}{19,66} \right)^3 \cdot \frac{1000000}{60 \cdot 97,8} \quad (5.15)$$

$$\underline{L_{10h} = 14815 \text{ hod}}$$

C – základní dynamická únosnost ložiska, pro ložisko z [11]

C = 87,1 kN

q – exponent rovnice životnosti, pro kuličkové ložisko z [11]:

q = 3

Určení a_{SKF}

Volena operační teplota oleje:

t_o = 80 °C

Volen olej typu:

ISO 1000

Volen součinitel znečištění maziva:

η_C = 0,4

Součinitel a_{SKF} určen výpočtovým algoritmem na [11]:

a_{SKF} = 1,64

Modifikovaná životnost ložiska 2 v hod

$$L_{10mh} = a_{SKF} \cdot L_{10h}$$

$$L_{10mh} = 1,64 \cdot 14815 \quad (5.16)$$

$$\underline{\underline{L_{10mh} = 24297 \text{ hod}}}$$

Tab. 5.8 Základní životnost ložisek vstupní hřídele

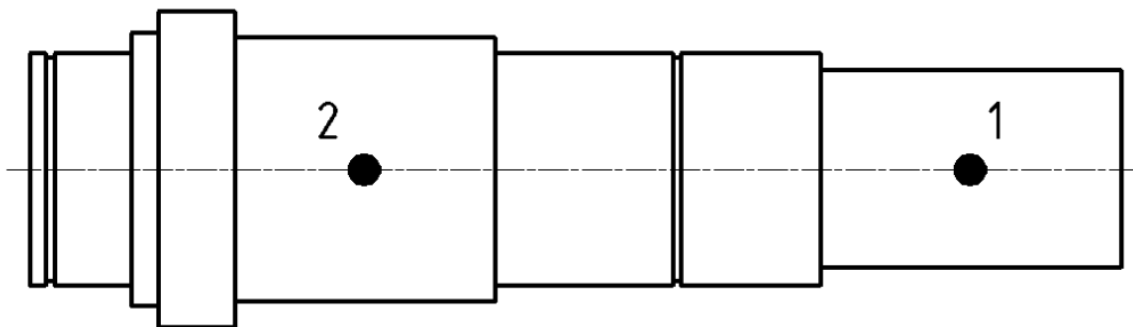
ložisko	v rámu uloženo	R _R kN	R _A kN	e	X	Y	P _r kN	n ₁ min ⁻¹	L _{10h} hod
1	volně	19,56	0	0,19	1	0	19,56	97,8	15047
2	pevně	17,86	6,89	0,314	0,56	1,4	19,66		14815

Tab. 5.9 Modifikovaná životnost ložisek vstupní hřídele

ložisko	olej	t _o C°	η _C	a _{SKF}	L _{10mh} hod	závěr
1	ISO	80	0,4	1,65	24828	vyhovuje
2	1000			1,64	24297	vyhovuje

5.3.7 Kontrola evolventních drážkování na vstupní hřídeli

Kontrola je provedena na dovolený tlak na boku zubu evolventní drážky. Na obr. 5.14 je provedena lokalizace drážek na vstupní hřídeli. Je proveden vzorový výpočet pro drážku 1. V tab. 5.10 je shrnuta kontrola evolventních drážek na vstupní hřídeli. Výpočet brán z [5].



Obr. 5.14 Lokalizace evolventních drážek na vstupní hřídeli

Kontrola dovoleného tlaku drážky 1

$$p = \frac{4 \cdot M_{k1C}}{\psi \cdot m^2 \cdot z^2 \cdot l} \leq p_D$$

$$p = \frac{4 \cdot 3215,7 \cdot 1000}{1 \cdot 3^2 \cdot 32^2 \cdot 110} \leq 130 \quad (5.17)$$

$$p = 22,6 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

m – modul evolventní drážky, pro drážku 75-3x24 ČSN 01 4953 z [3]: m = 3 mm

z – počet zubů drážky, pro drážku 75-3x24 ČSN 01 4953 z [3]: z = 24

ψ – součinitel závislý na modulu, pro modul m = 3 mm: ψ = 1

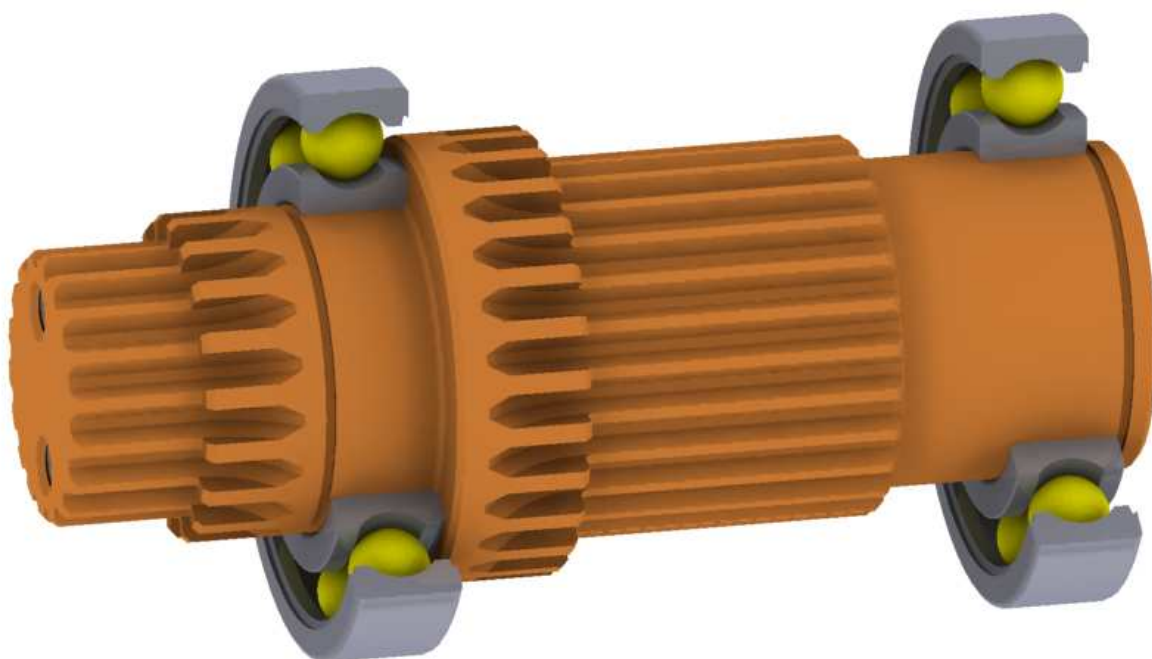
p_D – dovolený tlak na zubu evolventní drážce z [6]: p_D = 130 MPa

Tab 5.10 Kontrola tlaku na bocích zubu evolventních drážek vstupní hřídele

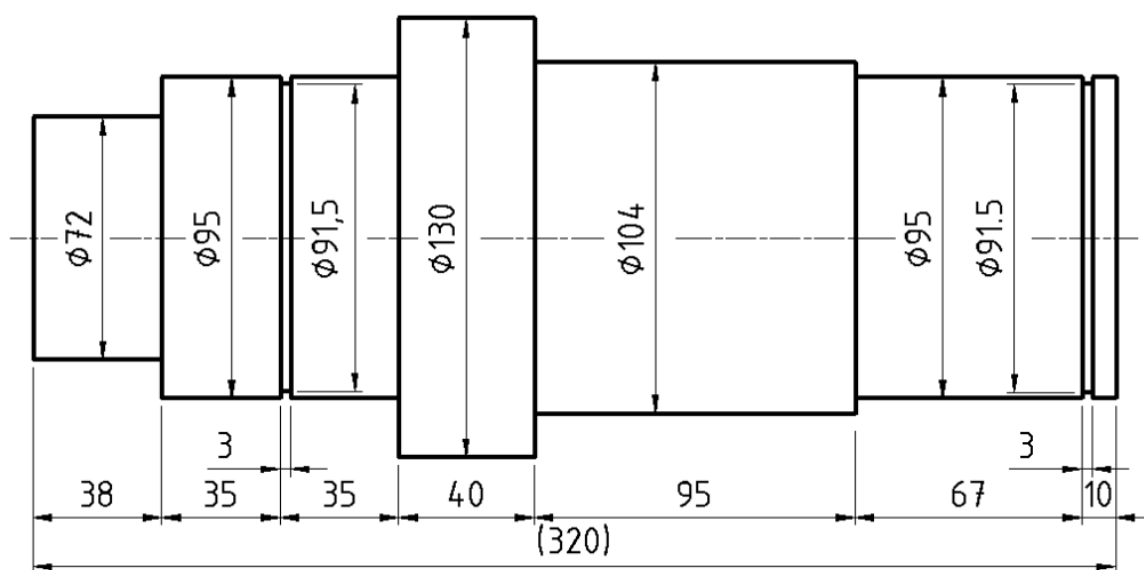
drážka	velikost ČSN 01 4953	M _{k1} Nm	ψ	l mm	m mm	z	p Mpa	p _D Mpa	závěr
1	75-3x24	3215,7	1	110	3	24	22,6	130	vyhovuje
2	100- 3x32		1	95	3	32	14,7	130	vyhovuje

5.4 Kontrola předlokové hřídele

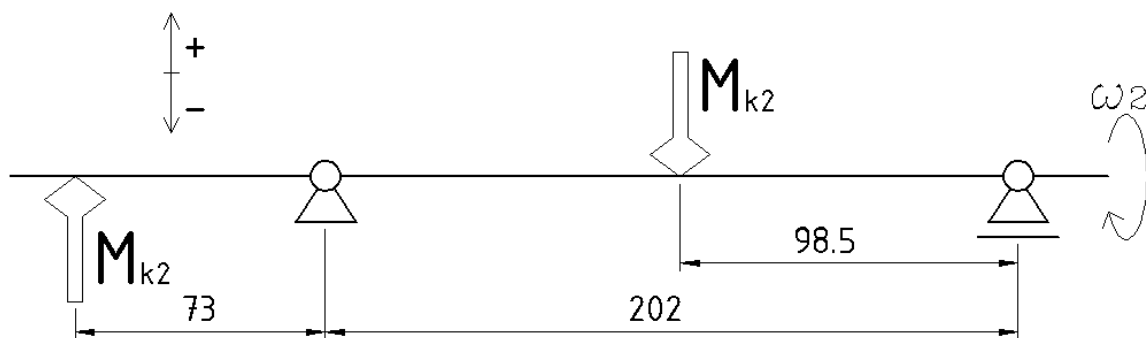
Předlokový hřídel s uloženými ložisky na obr. 5.15. Výpočtový model je zobrazen na obr. 5.16 zatížení předlokové hřídele popsáno v sérii obrázků obr 5.17 až obr. 5.20.



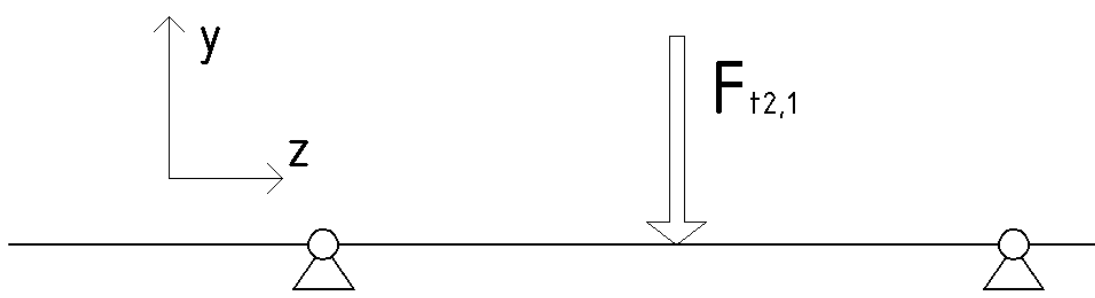
Obr. 5.15 Předlohová hřídel s ložisky



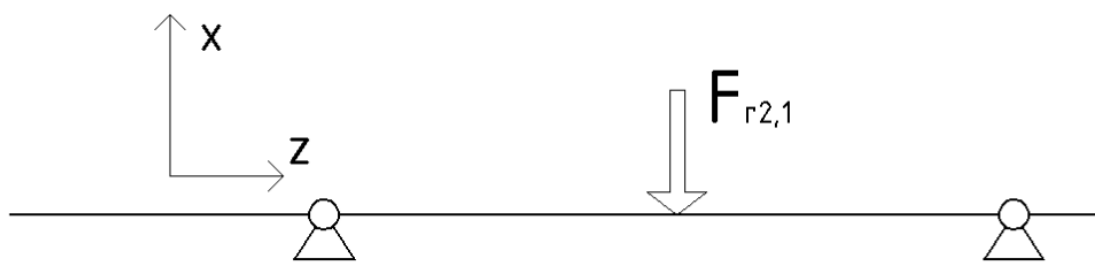
Obr. 5.16 Výpočtový model předlohové hřídele



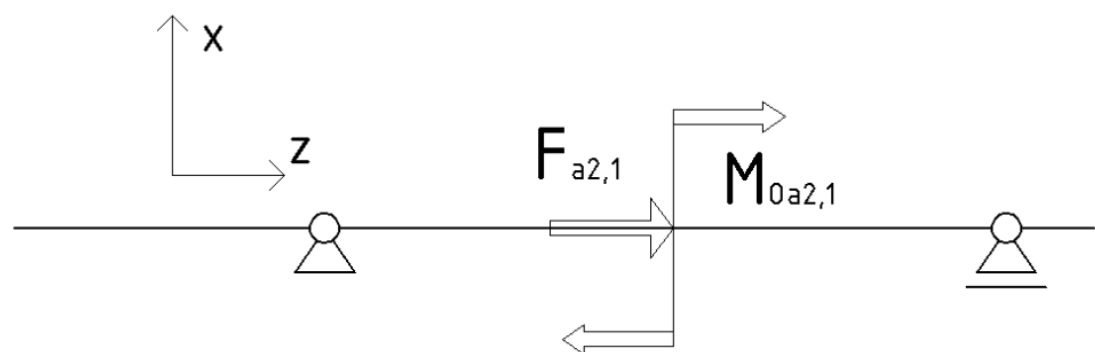
Obr. 5.17 Zatížení krouticím momentem předlokové hřídele



Obr. 5.18 Zatížení obvodovou silou v rovině z - y předlokové hřídele



Obr. 5.19 Zatížení radiální silou v rovině z - x předlokové hřídele



Obr. 5.20 Zatížení axiální silou a ohybovým momentem v rovině z - x předlokové hřídele

5.4.1 Statická kontrola předlokové hřídele

Materiál je shodný s hřídelí vstupní. Průběh redukovaného napětí na vstupní hřídeli zobrazen v grafu příloze.

Statická bezpečnost

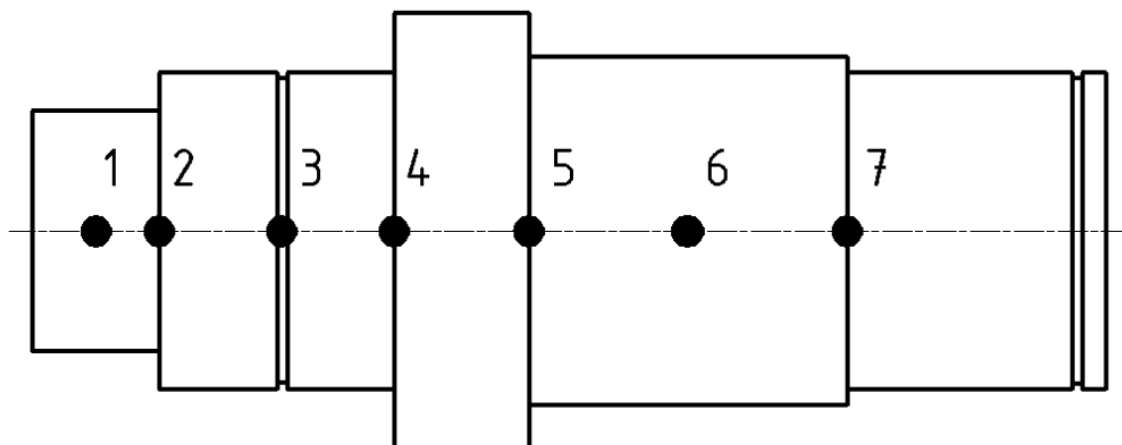
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red\ max}} = \frac{530}{121,7} = 4,35 - \underline{\underline{vyhovuje}} \quad (5.18)$$

$\sigma_{red\ max}$ – max. redukované napětí, určeno z grafu v příloze:

$$\sigma_{r\ max} = 121,7 \text{ MPa}$$

5.4.2 Dynamická kontrola předlokové hřídele

Na obr. 5.21 je provedena lokalizace vrubů na vstupní hřídeli. V tab. 5.11 provedena jejich identifikace. Průběh napětí v krutu a v ohybu je uveden v grafech v příloze. V tab. 5.12 je uvedena dynamická kontrola pro kritický vrub. Ostatní hodnoty jsou uvedeny v příloze.



Obr. 5.21 Lokalizace vrubů na předlokové hřídeli

Tab. 5.11 Identifikace vrubů na předlokové hřídeli

Vrub	Typ vrubu	Vrub	Typ vrubu
1	dno evolventní drážky	5	osazení
2	dno evolventní drážky	6	dno evolventní drážky
3	drážka pro pojistný kroužek	7	osazení
4	osazení		

Tab. 5.12 Dynamická bezpečnost pro kritický vrub

vrub	β_τ	v_τ	$\varepsilon_{p\tau}$	τ_k MPa	k_D
1	1,52	0,76	0,93	83,6	1,18

5.4.3 Kontrola dovoleného průhybu předlohové hřídele

Dovolený průhyb

$$y_D = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 6 = \underline{0,06 \text{ mm}} \quad (5.19)$$

$$m_n - \text{modul rozvodového převodu:} \quad m_n = 6 \text{ mm}$$

Kontrola dovoleného průhybu

$$y_{\max} \leq y_{Dov}$$
$$\underline{0,006 \leq 0,06 - \text{vyhovuje}} \quad (5.20)$$

$$y_{\max} - \text{max. průhyb, určeno z grafu v příloze:} \quad y_{\max} = 0,006 \text{ mm}$$

5.4.4 Kontrola dovoleného zkrutu předlohové hřídele.

Maximální zkrut

$$\theta_{\max} = \varphi_{\max} / L_{h2} = 0,095 / 0,320 = \underline{0,3 \text{ } ^\circ / \text{m}} \quad (5.21)$$

$$\varphi_{\max} - \text{max. zkroucení předlohové hřídele, určeno z grafu v příloze:} \quad \varphi_{\max} = 0,095^\circ$$

$$L_{h2} - \text{délka předlohové hřídele:} \quad L_{h2} = 0,320 \text{ m}$$

Kontrola dovoleného zkrutu

$$\theta_{\max} \leq \theta_D$$
$$\underline{0,3 \leq 0,5 - \text{vyhovuje}} \quad (5.22)$$

$$\Theta_D - \text{dovolený zkrut, pro krátké hřídele z [5]:} \quad \Theta_D = 0,5 \text{ } ^\circ / \text{m}$$

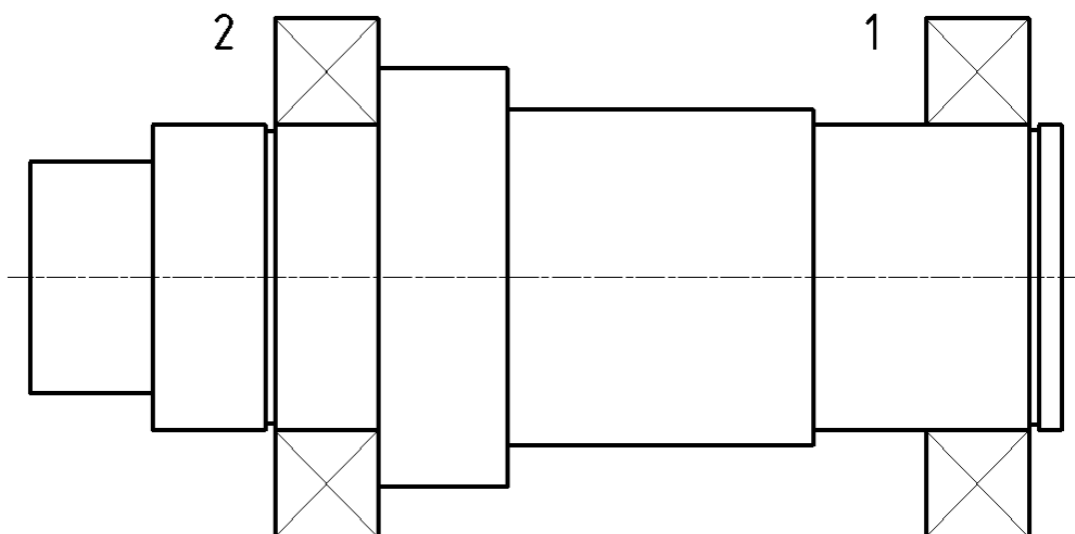
5.4.5 Kontrola dovoleného naklopení předlohové hřídele

Stejně jako v případě vstupní hřídele jsou hodnoty naklopení velmi nízké, proto, lze říct, že předlohová hřídel vyhovuje na kontrolu naklopení. Graf naklopení předlohové hřídele je uveden v příloze.

5.4.6 Kontrola životnosti ložisek uložených na předlohové hřídeli

Na obr. 5.22 je provedena lokalizace ložisek na předlohové hřídele. V tab. 5.13 provedena identifikace ložisek na předlohové hřídeli. V tab. 5.14 jsou shrnuty údaje a

výsledky týkající se základní životnosti. V tab. 5.15 jsou shrnuty údaje týkající se modifikované životnosti dle [11].



Obr. 5.22 Lokalizace ložisek na předlokové hřídeli

Otáčky předlokové hřídele

$$n_2 = \frac{\omega_2}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \frac{5,33}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \underline{50,9 \text{ min}^{-1}} \quad (5.23)$$

Tab. 5.13 Identifikace ložisek na předlokové hřídeli

ložisko	označení	typ ložiska	C kN	q
1	6217*	kuličkové radiální jednořadé SKF	87,1	3
2				

Tab. 5.14 Základní životnost ložisek na předlokové hřídeli

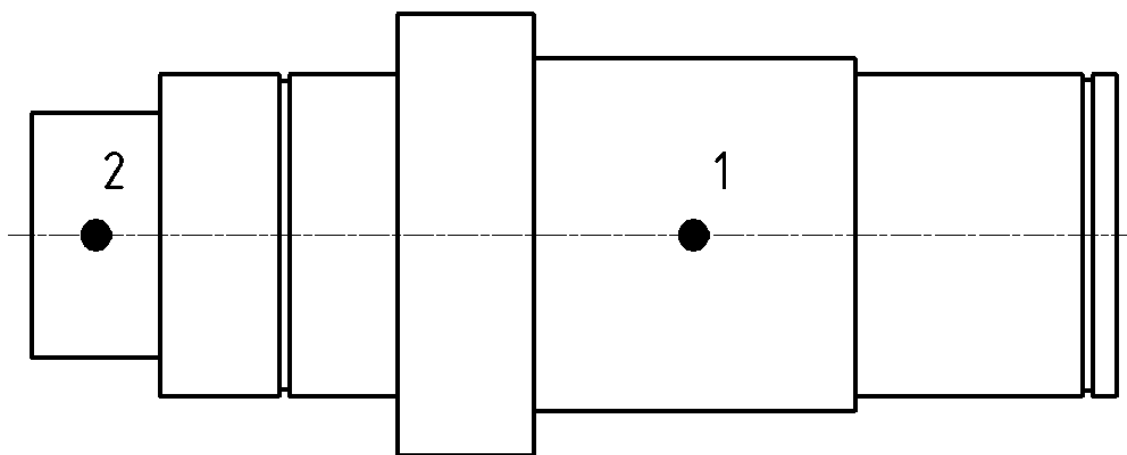
ložisko	v rámu uloženo	R _R kN	R _A kN	e	X	Y	P kN	n min ⁻¹	L _{10h} · hod
1	volně	24,9	0	0,19	1	0	24,9	50,9	24846
2	pevně	20,1	5,8	0,299	1	0	20,1		14015

Tab. 5.15 Modifikovaná životnost ložisek na předlokové hřídeli

ložisko	olej	t_o C°	η_c	a_{SKF}	L_{10hm} hod	závěr
1	ISO	80	0,4	0,73	10231	vyhovuje
2	1000			0,851	21688	vyhovuje

5.4.7 Kontrola evolventních drážkování na předlokové hřídeli

Na obr. 5.23 provedena lokalizace evolventních drážek na předlokové hřídeli. V tab. 5.16 jsou shrnuty údaje a výsledky týkající se evolventních drážkování předlokové hřídele.



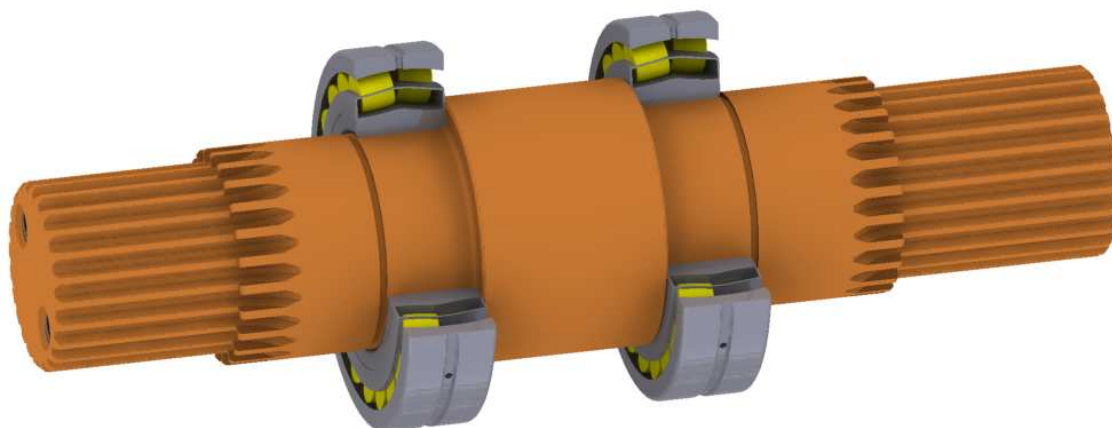
Obr. 5.23 Lokalizace evolventních drážek na předlokové hřídeli

Tab. 5.16 Kontrola tlaku na bocích evolventních drážkování předlokové hřídele

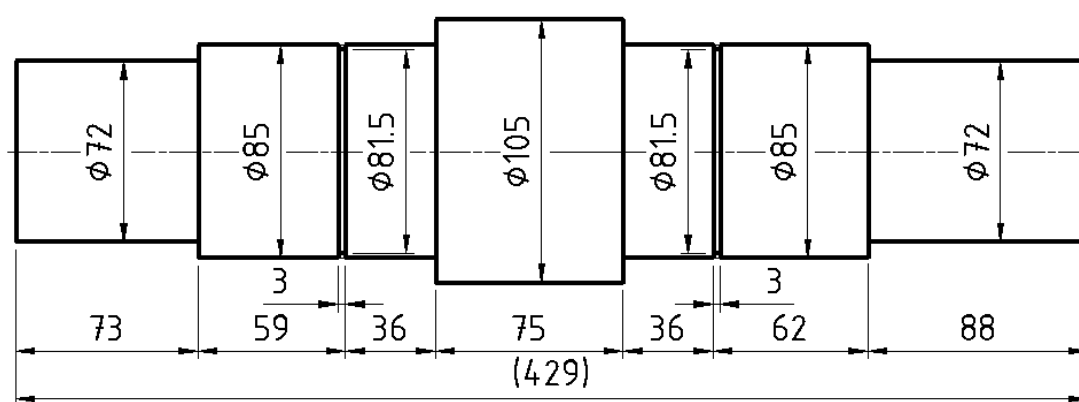
drážka	Typ ČSN 01 4953	M_{k2} Nm	ψ	l mm	m_n mm	z	p MPa	p_D MPa	závěr
1	110- 4 x 26	6058	1	95	4	26	23,6	130	vyhovuje
2	80 - 4 x 18		1	38	4	18	123	130	vyhovuje

5.5 Kontrola výstupní hřídele

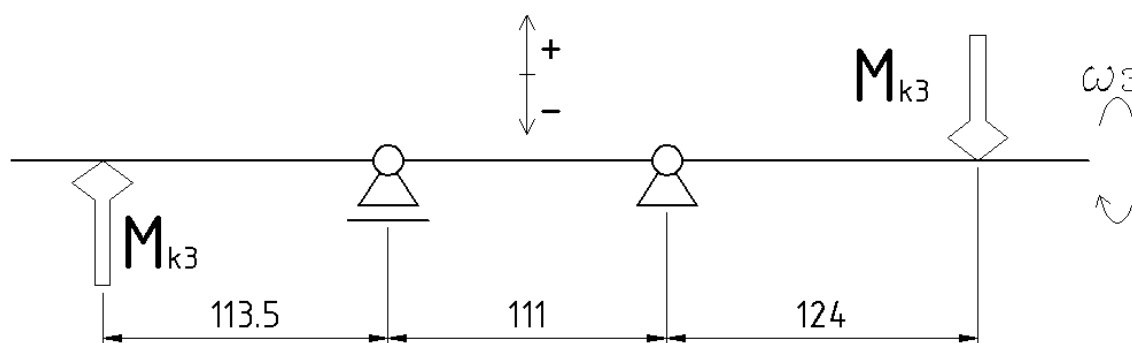
Na obr. 5.24 spolu s ložisky. Výpočtový model vyobrazen na obr. 5.25. zatížení je popsáno v obr. 5.26 až 5.29.



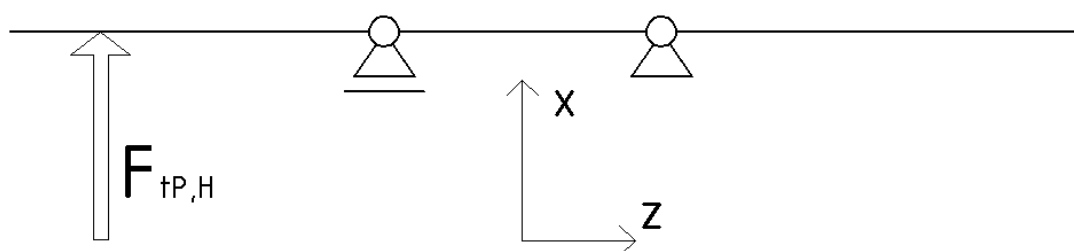
Obr. 5.24 Výstupní hřídel s ložisky



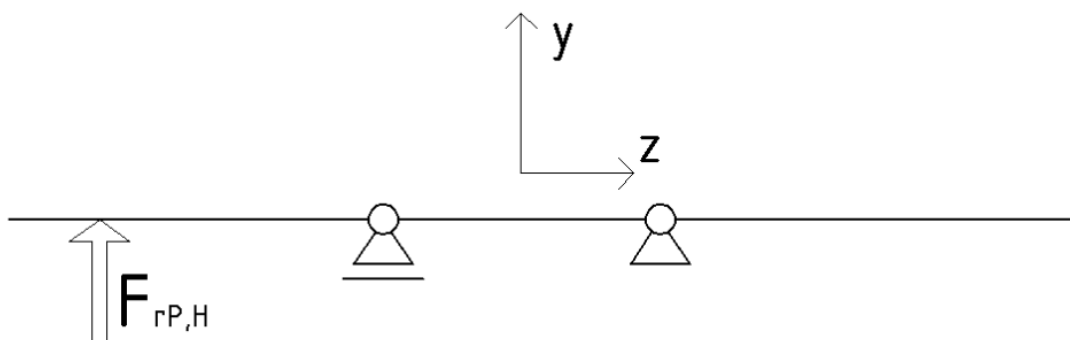
Obr. 5.25 Výpočtový model výstupní hřídele



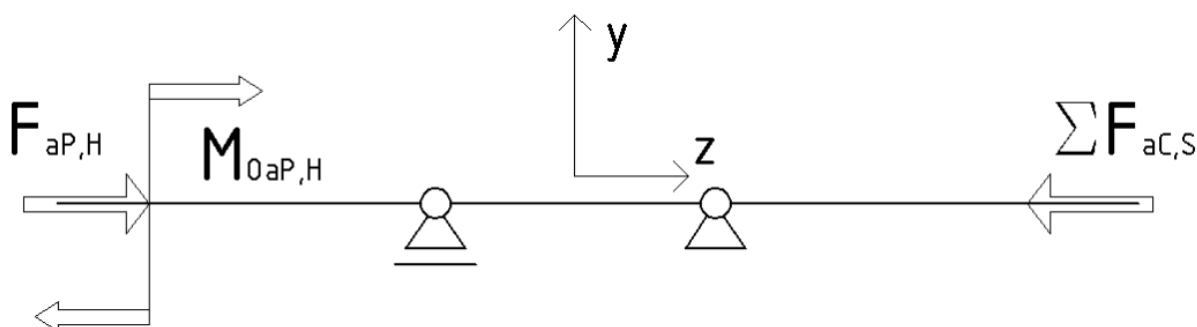
Obr. 5.26 Zatížení krouticím momentem výstupní hřídele



Obr. 5.27 zatížení obvodovou silou v rovině $z - x$ výstupní hřídele



Obr. 5.28 Zatížení radiální silou v rovině z – y výstupní hřídele



Obr. 5.29 Zatížení ax. silou a ohybovým momentem v rovině z – y výstupní hřídele

5.5.1 Statická kontrola výstupní hřídele

Materiál výstupní hřídele je shodný s hřídelí vstupní a předlohou.

Statická bezpečnost

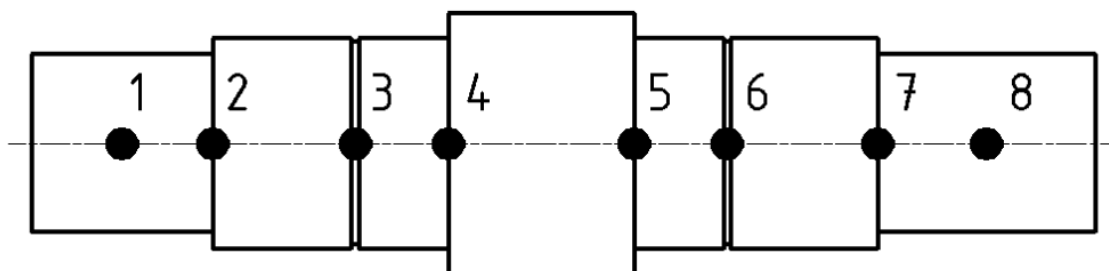
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red\ max}} = \frac{530}{54,6} = 9,7 - \underline{\underline{vyhovuje}} \quad (5.23)$$

$\sigma_{red\ max}$ – max. redukované napětí, určeno z grafu v příloze:

$$\sigma_{red\ max} = 54,6 \text{ MPa}$$

5.5.2 Dynamická kontrola výstupní hřídele

Na obr. 5.30 je provedena lokalizace vrubů na výstupní hřídeli. V tab. 4.16 provedena jejich identifikace. Průběh ohybového a průběh napětí v krutu napětí je zobrazen v grafu v příloze. V tab. 5.16 shrnuta dynamická bezpečnost pro kritický vrub.



Obr. 5.30 Lokalizace vrubu na výstupní hřídeli

Tab. 5.15 Identifikace vrubu na výstupní hřídeli

Vrub	Typ vrubu	Vrub	Typ vrubu
1	dno evolventní drážky	5	osazení
2	dno evolventní drážky	6	drážka pro pojistný kroužek
3	drážka pro pojistný kroužek	7	dno evolventní drážky
4	osazení	8	dno evolventní drážky

Tab. 5.16 Dynamická kontrola kritického vrubu

vrub	β_τ	β_σ	v_σ	v_τ	$\varepsilon_{p\sigma}$	$\varepsilon_{p\tau}$	σ_o MPa	τ_k MPa	k_σ	k_τ	k_D
3	2,75	2,1	0,76	0,73	0,85	0,93	44,6	14,7	2,05	5,03	1,9

5.5.3 Kontrola dovoleného průhybu výstupní hřídele

Dovolený průhyb

$$y_D = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 5 = \underline{0,05 \text{ mm}} \quad (5.24)$$

m_n – hřebenového převodu:

$$m_n = 5 \text{ mm}$$

Kontrola dovoleného průhybu

$$y_{\max} \leq y_D$$

$$\underline{0,038 \leq 0,05 - \text{vyhovuje}} \quad (5.25)$$

y_{\max} – max. průhyb, určeno z grafu v příloze:

$$y_{\max} = 0,038 \text{ mm}$$

5.5.4 Kontrola dovoleného zkrutu výstupní hřídele

Maximální zkrut

$$\theta_{\max} = \varphi_{\max} / L_{h3} = 0,081 / 0,429 = \underline{0,19 \text{ } ^\circ / \text{m}} \quad (5.26)$$

φ_{\max} – max. zkroucení výstupní hřídele, určeno z grafu v příloze:

$$\varphi_{\max} = 0,081$$

L_{h3} – délka výstupní hřídele:

$$L_{h3} = 0,429 \text{ m}$$

Kontrola dovoleného zkrutu

$$\theta_{\max} \leq \theta_D \quad (5.27)$$

$$\underline{0,19 \leq 0,5} - \text{vyhovuje}$$

θ_D – maximální zkrut, pro krátkou hřídel z [6]:

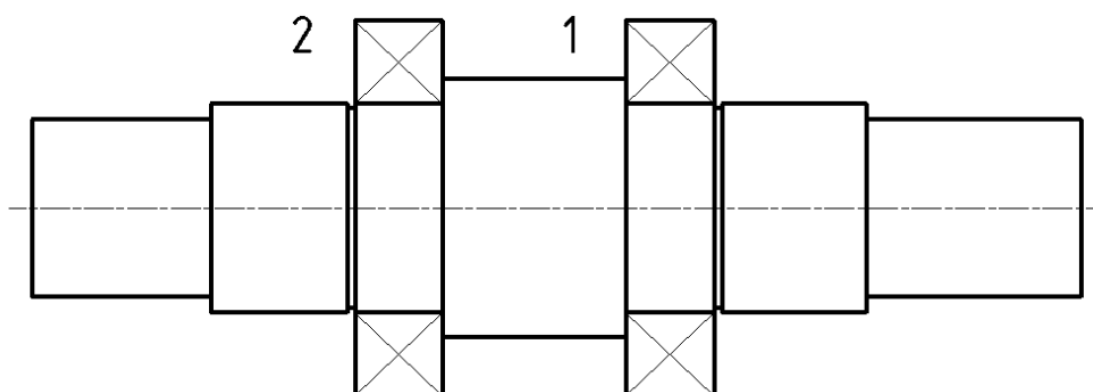
$$\theta_D = 0,5 \text{ } ^\circ / \text{m}$$

5.5.5 Kontrola dovoleného naklopení výstupní hřídele

I u výstupní hřídele platí, že naklopení uvedené v grafu v příloze je velmi nízké. Pak lze říci, že výstupní hřídel vyhovuje kontrole na naklopení.

5.5.6 Kontrola životnosti ložisek uložených na výstupní hřídeli

Na obr. 5.31 je provedena lokalizace ložisek na výstupní hřídeli. V tab. 5.17 je provedena identifikace ložisek. V tab. 5.18 je shrnuta kontrola na základní životnost ložisek na výstupní hřídeli. V tab. 5.19 je shrnuta kontrola na modifikovanou životnost ložisek dle [11].



Obr. 5.31 Lokalizace ložisek na výstupní hřídeli

Otáčky výstupní hřídele

$$n_3 = \frac{\omega_3}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \frac{20,48}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = 195,6 \text{ min}^{-1} \quad (5.28)$$

Tab. 5.17 Identifikace ložisek na výstupní hřídeli

ložisko	označení	typ	C kN	q
1	22217*	soudečkové radiální s válnovou dírou SKF	285	3,33
2				

Tab. 5.18 Základní životnost ložisek výstupní hřídele

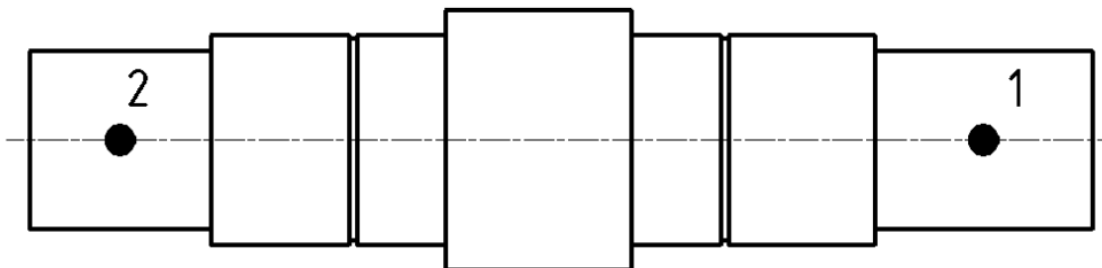
ložisko	v rámu uloženo	R _R kN	R _A kN	e	X	Y	P kN	n min ⁻¹	L _{10h} . hod
1	volně	25,54	0	0,22	1	0	25,54	195,6	262463
2	pevně	51,58	0	0,22	1	0	51,58		25267

Tab. 5.19 Modifikovaná životnost ložisek výstupní hřídele

ložisko	olej	t ₀ C°	η _C	a _{SKF}	L _{10mh} hod	závěr
1	ISO	80	0,4	9,73	2553763	vyhovuje
2	1000			2,52	63672	vyhovuje

5.5.7 Kontrola evolventních drážkování na výstupní hřídeli

Na obr. 5.32 je provedena lokalizace evolventních drážek na výstupní hřídeli. V tab. 5.20 je shrnuta kontrola dovoleného tlaku na bocích evolventních drážek na výstupní hřídeli.



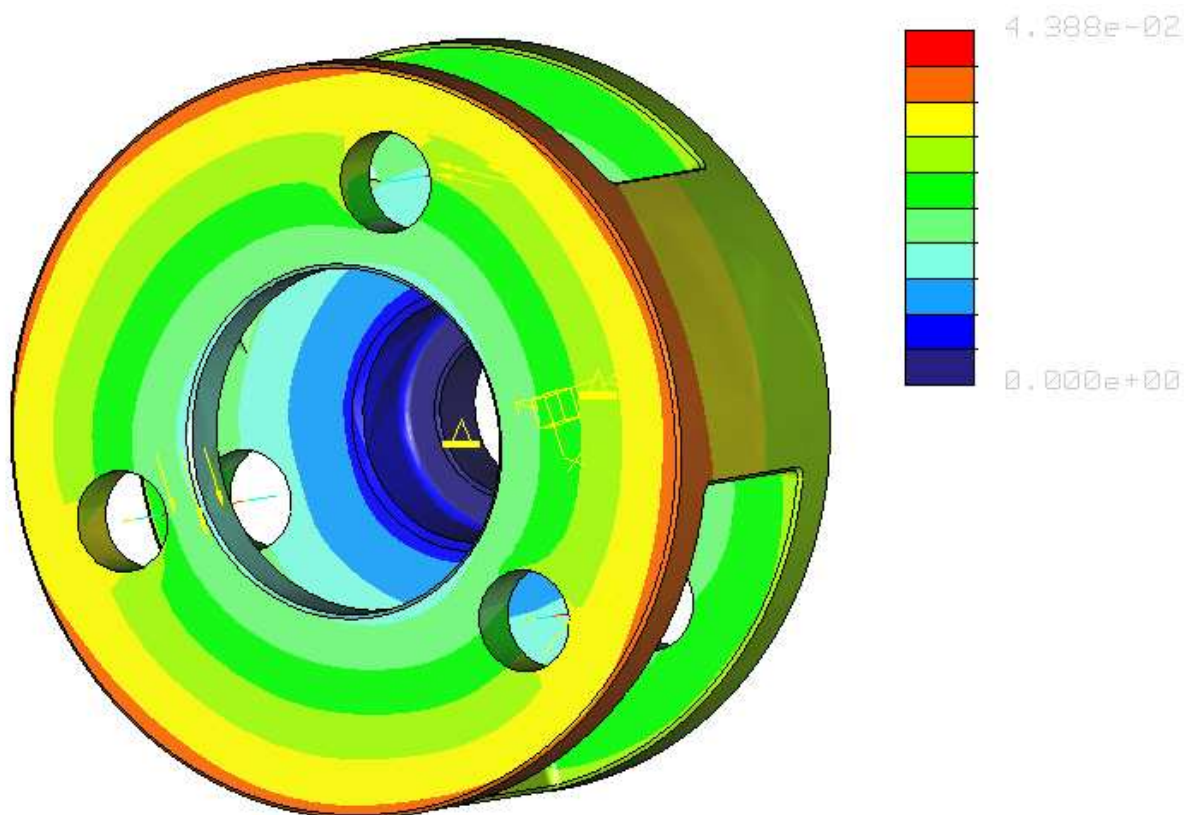
Obr. 5.32 Lokalizace evolventních drážek na výstupní hřídeli

Tab. 5.20 Kontrola dovoleného tlaku na boku zubu evolventní drážek na výstupní hřídeli

drážka	Typ ČSN 01 4953	M_k Nm	ψ	l mm	m mm	z	p MPa	p_D MPa	závěr
1	75-3x24	1557,7	1	75	3	24	16	130	vyhovuje
2	75-3x24		1	75	3	24	16	130	vyhovuje

5.6 Kontrola unášeče satelitů

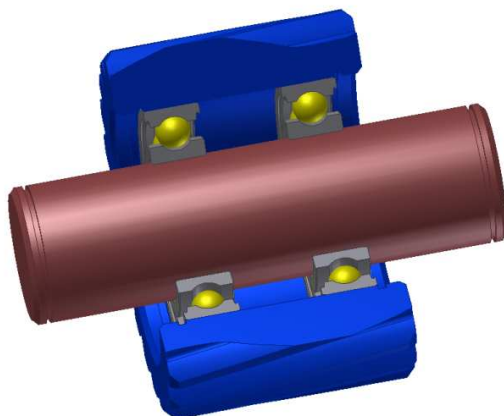
Unášeč byl navržen s ohledem na mrtvý chod maximálně tuhý, viz obr. 5.33, proto kontrola v [17] prokázala, že napětí rozložené v tělese unášeče je velmi nízké a ani zde nebude uvedeno. Dále z kontroly vyplynulo, že nejvíce namáhaným místem tělesa unášeče je evolventní drážka a místo uložení čepu satelitu. Kontrola na dovolený tlak evolventního drážkování byla provedena v oddílu předlohové hřídele. Kontrola dovoleného tlaku je obsažena v kontrole čepu satelitu.



Obr. 5.33 Rozložení deformace na unášeči

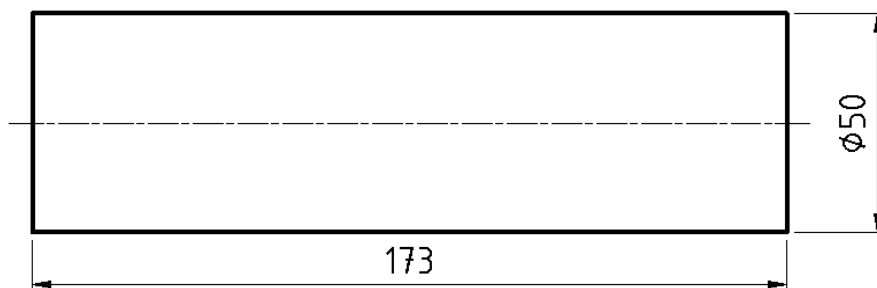
5.7 Kontrola čepu satelitu

Čep satelitu, na obr. 5.34 zobrazen s ložisky a satelitem, je kontrolován staticky na přípustný ohyb, dovolený tlak v místě uložení čepu satelitu do unašeče a průhyb pod místem uložení ozubeného kola. Dynamická kontrola zde není provedena, protože čep satelitu je prost vrubů, které by zde vytvářely koncentrace napětí.

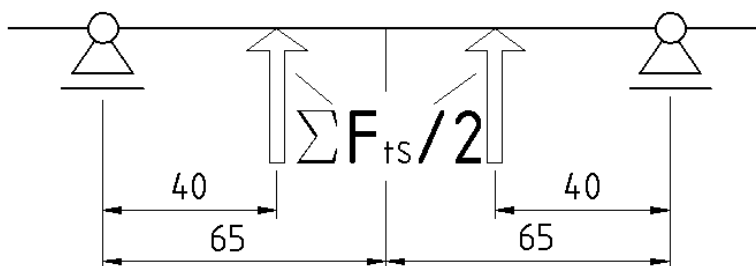


Obr. 5.34

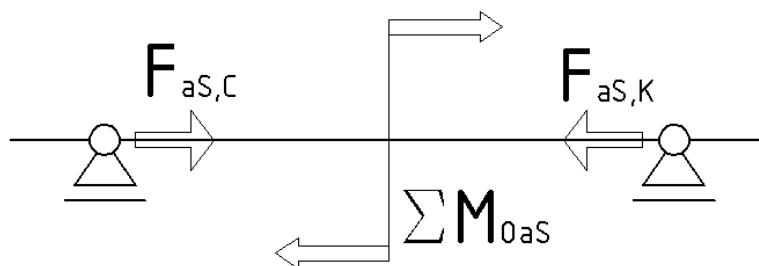
Výpočtový model je zobrazen na obr. 5.35. Zatížení je popsáno v obr. 5.36 a v obr. 5.37. V grafech v příloze je zobrazen průběh ohybového napětí na čepu satelitu, průhybu a naklonění. Výpočet proveden v [17].



Obr. 5.35 Výpočtový model čepu satelitu



Obr. 5.36 Zatížení čepu radiální silou v obecné rovině



Obr. 5.37 Zatížení ax. silou a ohybovým momentem

5.7.1 Statická kontrola čepu satelitu

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{o\max}} = \frac{260}{60} = 4,33 - \underline{\underline{vyhovuje}} \quad (5.29)$$

Re – mez kluzu, pro materiál 11 423 z [6]:

Re = 260 MPa

$\sigma_{o\max}$ – max. ohybové napětí, určeno z grafu v příloze:

$\sigma_{o\max} = 60$ MPa

5.7.2 Kontrola dovoleného tlaku v uložení čepu

$$p_{\check{c}} = \frac{R_{\check{c}}}{d_{\check{c}} \cdot l_{\check{c}}} \leq p_D$$

$$p_{\check{c}} = \frac{7887}{50 \cdot 30} \leq 80 \quad (5.30)$$

$$\underline{\underline{p_{\check{c}} = 5,26 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}}}$$

p_D – dovolený tlak měrný tlak, pro neotáčející se čep a ocel voleno z [4]:

$p_D = 80$ MPa

$d_{\check{c}}$ – průměr čepu:

$d_{\check{c}} = 50$ mm

$l_{\check{c}}$ – délka čepu v pánvi:

$l_{\check{c}} = 30$ mm

$R_{\check{c}}$ – reakce v uložení čepu, zjištěno v [17]:

$R_{\check{c}} = 7887$ N

5.7.3 Kontrola na dovolený průhyb

Dovolený průhyb

$$y_D = 0,01 \cdot m = 0,01 \cdot 5 = \underline{\underline{0,05 \text{ mm}}} \quad (5.31)$$

m_n – modul planetového převodu:

$m_n = 5$ mm

Kontrola dovoleného průhybu

$$y_{\max} \leq y_{Dov}$$
$$\underline{\underline{0,011 \leq 0,05 - \text{vyhovuje}}}$$
(5.32)

y_{\max} – max. průhyb, určeno z grafu v příloze:

$$y_{\max} = 0,011 \text{ mm}$$

5.7.4 Kontrola na naklopení

Z grafu v příloze je patrné, že i zde je naklopení nepatrné. Pak je možné říci lze říci, že čep satelitu vyhověl kontrole na naklopení.

5.7.5 Kontrola životnosti ložisek satelitu

V tab. 5.20 je provedena identifikace ložisek na čepu satelitu. V tab. 5.21 je shrnuta kontrola základní životnosti ložisek čepu satelitu. V tab. 5.22 je shrnuta kontrola na modifikovanou životnost ložisek.

Otáčky satelitu

$$n_s = \frac{z_c}{z_s} \cdot (n_3 - n_2) = \frac{25}{23} \cdot (195,6 - 50,9) = \underline{\underline{157,2 \text{ min}^{-1}}}$$
(5.33)

Tab. 5.20 Identifikace ložisek na čepu satelitu

ložisko	označení	typ	C kN	q mm
1	6210*	kuličková radiální jednořadé SKF	37,1	3
2				

Tab. 5.21 Základní životnost ložisek na čepu satelitu

ložisko	v rámu uloženo	R _R kN	R _A kN	e	X	Y	P kN	n min ⁻¹	L _{10h} · hod
1	volně	7,66	1,460	0,271	1	0	7,89	157,2	11020
2	volně	7,66	1,460	0,271	1	0	7,89		11020

Tab. 5.22 Modifikovaná životnost ložisek na čepu satelitu

ložisko	olej	t ₀ C°	η _C	a _{SKF}	L _{10hm} hod	závěr
1	ISO	80	0,4	1,81	19946	vyhovuje
2	1000			1,81	19946	vyhovuje

5.8 Kontrola napínacího mechanismu

Jsou kontrolovány všechny důležité součásti napínacího mechanismu, jmenovitě to je: napínací čep, tlačný čep, talířovou pružinu, ložisko a na stavěcím šroubu je stanovena ovládací síla na klice. Výchozí hodnotou je síla na napínacím čepu, která vychází z jalové síly na hřebeni.

5.8.1 Kontrola napínacího čepu

Prováděna na statickou kontrolu v ohybu. Analýza provedena v [17]. Na obr. 5.38 je znázorněn průběh redukovaného napětí na napínacím čepu a na obr. 5.39 průběh deformace. Sílu na napínacím čepu je možno určit z jalové síly na hřebeni a geometrického přepočtu. Materiál volen stejný, jako u čepu satelitu.

Síla na napínacím čepu

$$F_p = F_{HJ} \cdot \frac{d_{wP} \cdot d_{wK}}{2 \cdot d_{wC} \cdot r_{np}} = 4000 \cdot \frac{12692 \cdot 38458}{2 \cdot 13542 \cdot 241} = 29912 \text{ N} \quad (5.34)$$

r_{np} – rameno napínacího čepu

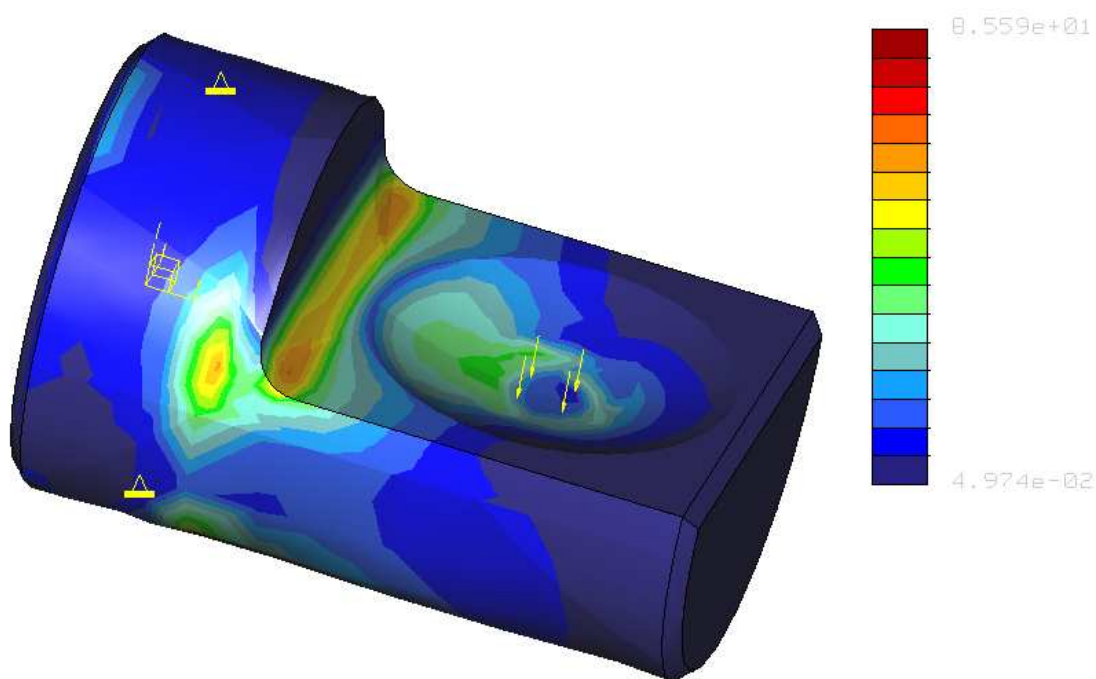
r_{np} = 241 mm

Statická kontrola čepu

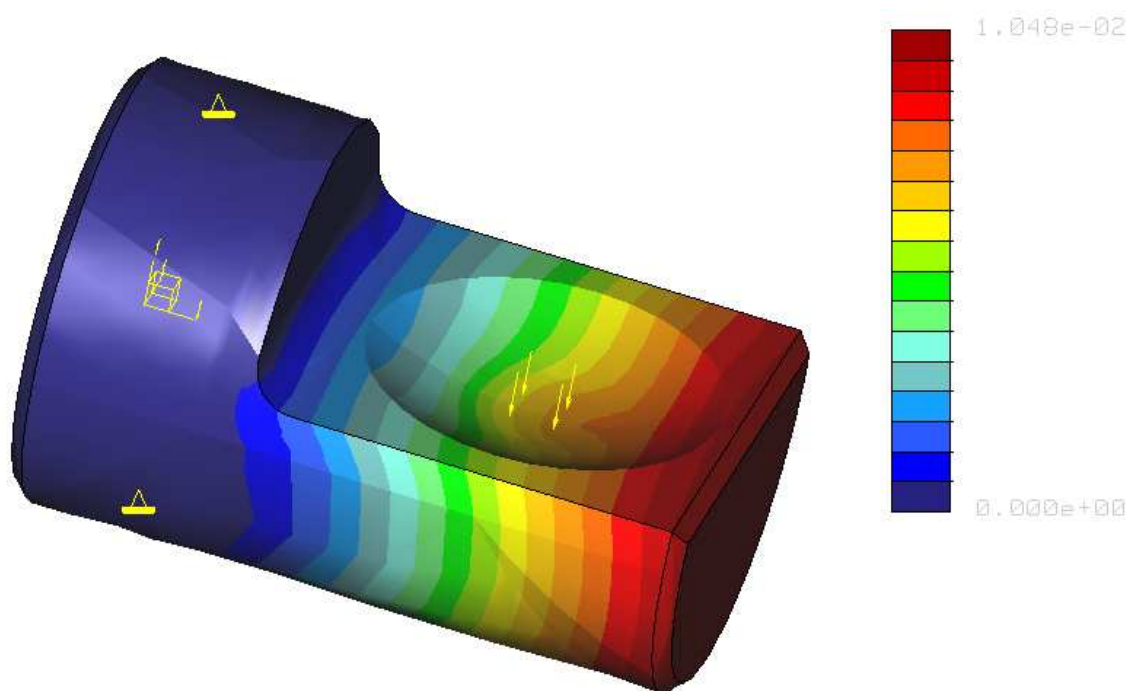
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{redmax}} = \frac{260}{85,6} = 3,04 - \underline{\underline{vyhovuje}} \quad (5.35)$$

σ_{redmax} – max. redukované napětí, určeno v [17]:

σ_{redmax} = 85,6 MPa



Obr. 5.38 Rozložení redukovaného napětí na napínacím čepu



Obr. 5.39 Rozložení deformace na napínacím čepu

5.8.2 Kontrola tlačného čepu

Pro stejnou sílu jako napínací čep je kontrolován i čep tlačný. Kontrola se provádí statická a bezpečnost vzpěru. Analýza je provedena v [17]. Na obr. 5.40 je znázorněno redukované napětí na tlačném čepu od napínací síly, na obr 5.41 rozložení deformace. Materiál volen jako u čepu satelitu.

Statická kontrola

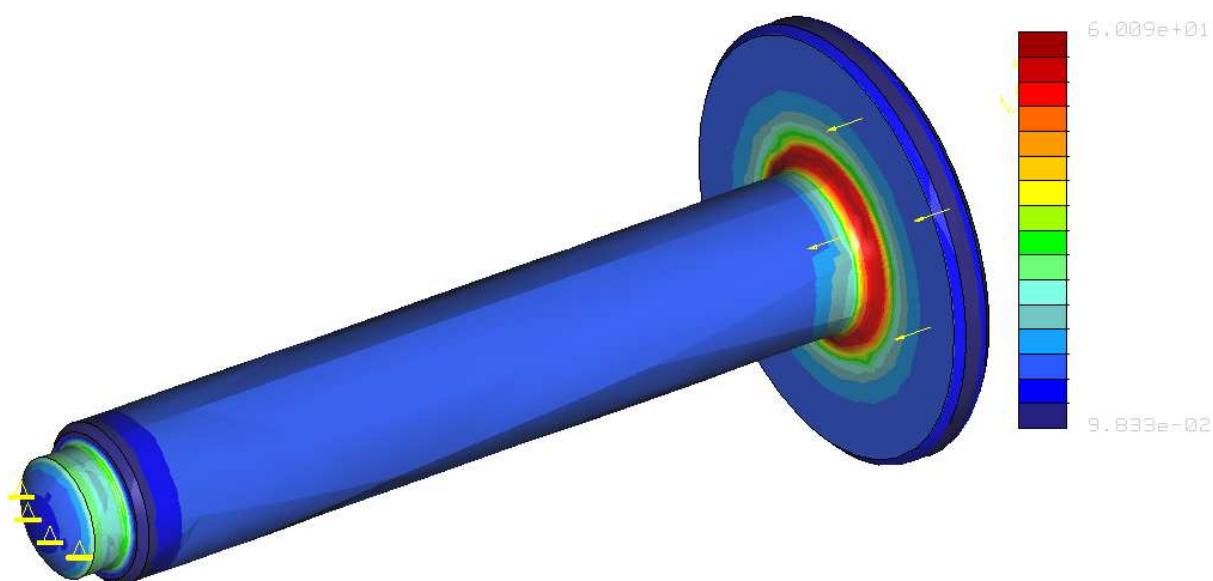
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{redmax}} = \frac{260}{60} = 4,33 - \underline{\underline{vyhovuje}} \quad (5.36)$$

σ_{redmax} – maximální redukované napětí, určeno v [17]:

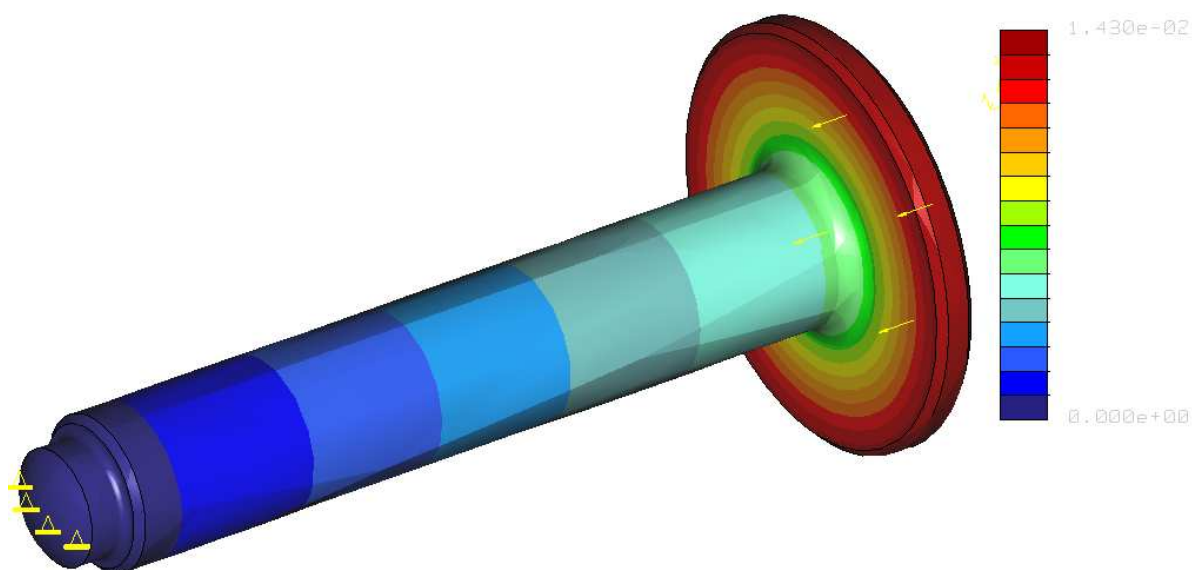
$$\sigma_{redmax} = 60 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vzpěru

Určena v analýze v [17]: $k_{vz} = 75,15$



Obr. 5.40 Rozložení redukovaného napětí na tlačném čepu



Obr. 5.41 Rozložení deformace na tlačném čepu

5.8.3 Kontrola talířové pružiny

Talířová pružina je kontrolována na tlak na hraně při maximální deformaci. Při použití velkého počtu pružin, jako v tomto případě, však nelze zanedbat vliv tření. Vlivem tření na každé pružině při napínání klesá síla a je třeba sílu zvýšit, aby bylo zajištěno vyvození požadovaného jalového výkonu na hřebeni. Kontrolovat je tedy třeba tu pružinu, která je namáhána nejvíce, což je první pružina nacházející se pod napínacím šroubem. Pro kontrolu je třeba určit deformaci, která vzniká při této síle.

Dalším úkolem je navrhnout volnou délku dřívku šroubu nad skříní, aby bylo umožněno snadné nastavení napínací síly. To vyžaduje vypočítat pro každou pružinu její deformaci. Oba dva tyto úkoly vyžadují stanovit závislost deformace na síle, která stlačuje pružinu.

K zjištění této závislosti je volen postup, kdy je vytvořena regresní funkce ze souboru dat. Tyto data popisující závislost síly na deformaci v rámci celého rozsahu a jsou uvedeny v příloze. Výpočty sil na jednotlivých pružinách a k nim příslušné deformace jsou uvedeny v příloze a zde je uveden vzorový výpočet pro maximální deformaci.

Vliv tření na pružinu v závislosti na zařazení v sérii popisuje poziční koeficient tření na pružině, který byl vyvozen, aby popsal nárůst síly na pružině v závislosti na tom, kde se tato pružina nachází v celé sérii. Výpočet napětí pro talířové pružiny čerpán z [6].

Poziční koeficient tření na n-té pružině

$$k_{pn} = (1 + \mu_p)^n \quad (5.37)$$

μ_p – vzrůst síly vlivem tření na jedné pružině z [9]: $\mu_p = 0,02$

Funkční závislost deformace na stlačovací síle

$$y_{pmax} = 2,9663 \cdot 10^{-12} \cdot F_{pn}^3 - 1,025 \cdot 10^{-8} \cdot F_{pn}^2 + 1,5901 \cdot 10^{-4} \cdot F_{pn} - 8,3292 \cdot 10^{-3} \quad (5.38)$$

Maximální poziční koeficient tření na pružině

$$\begin{aligned} k_{pmax} &= k_{p27} = (1 + \mu_p)^{27} \\ k_{pmax} &= (1 + 0,02)^{27} \\ k_{pmax} &= 1,7069 \end{aligned} \quad (5.39)$$

n_p – počet pružin v sérii: $n_p = 27$

Maximální tlačná síla na pružině

$$\begin{aligned}F_{p\max} &= F_{p27} = F_p \cdot k_{p27} \\F_{p\max} &= 29912 \cdot 1,7069 \\F_{p\max} &= 51056 \text{ N}\end{aligned}\tag{5.40}$$

Deformace pružiny při maximální síle

$$\begin{aligned}y_{p\max} &= 2,9663 \cdot 10^{-12} \cdot F_{p\max}^3 - 1,025 \cdot 10^{-8} \cdot F_{p\max}^2 + 1,5901 \cdot 10^{-4} \cdot F_{p\max} - 8,3292 \cdot 10^{-3} \\y_{p\max} &= 2,9663 \cdot 10^{-12} \cdot 5005,5 - 1,025 \cdot 10^{-8} \cdot 5005,5 + 1,5901 \cdot 10^{-4} \cdot 5005,5 - 8,3292 \cdot 10^{-3} \\y_{p\max} &= 0,9024 \text{ mm}\end{aligned}\tag{5.41}$$

Pomocné geometrické součinitele

$$X_2 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{6}{\ln X} \cdot \left(\frac{X-1}{\ln X} - 1 \right) = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{6}{\ln 2,5} \cdot \left(\frac{2,5-1}{\ln 2,5} - 1 \right) = 1,328\tag{5.42}$$

$$X_3 = \frac{X-1}{\pi} \cdot \frac{3}{\ln X} = \frac{2,5-1}{\pi} \cdot \frac{3}{\ln 2,5} = 1,563\tag{5.43}$$

Tlakové napětí v pružině při maximálním stlačení

$$\begin{aligned}\sigma_{d\max} &= \frac{4 \cdot m^2 \cdot E}{(m^2 - 1)} \cdot \frac{t_p^2}{X_1 \cdot D_p^2} \cdot \frac{y_{n\max}}{t_p} \cdot \left[X_2 \cdot \left(\frac{h_p}{t_p} - \frac{y_{p\max}}{2 \cdot t_p} \right) + X_3 \right] \\ \sigma_{d\max} &= \frac{4 \cdot 3,333^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{(3,333^2 - 1)} \cdot \frac{2^2}{0,761 \cdot 50} \cdot \frac{0,93067}{2} \cdot \left[1,328 \cdot \left(\frac{2}{2} - \frac{0,93067}{2 \cdot 2} \right) + 1,563 \right] \\ \sigma_{d\max} &= 2332,6 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{5.44}$$

Kontrola maximálního napětí v pružině při maximální deformaci

$$\begin{aligned}\sigma_{d\max} &\leq \sigma_{dD} \\ 2332,6 \text{ MPa} &\leq 2500 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}\end{aligned}\tag{5.45}$$

σ_{dD} – dovolené napětí v tlaku pro materiál 14 260.7 z [6]:

$$\sigma_{dD} = 2500 \text{ MPa}$$

Volná délka dřívku šroubu

Určena jako součet deformací na všech pružinách $\Sigma y_p = 17,86 \text{ mm}$ v příloze. Pro kompenzaci vůlí v napínacím mechanismu je volena volná délka dřívku šroubu $L_{vš} = 19 \text{ mm}$.

5.8.4 Kontrola statické únosnosti ložiska

Ložisko je kontrolováno na základní statickou únosnost. Síla na ložisku je zvětšena o ztrátu, která na něm vznikne.

Síla na ložisku

$$F_L = \frac{F_{pmax}}{\eta_L} = \frac{51056}{0,998} = \underline{51158} \quad (5.46)$$

Statická bezpečnost ložiska

$$s_o = \frac{C_o}{F_L} = \frac{30000}{51158} = \underline{5,86 - \text{vyhovuje}} \quad (5.48)$$

C_o – základní statická únosnost ložiska, pro ložisko 51203 z [11]:

$$C_o = 30 \text{ kN}$$

5.8.5 Určení ovládací síly na stavěcím šroubu

Je stanovena maximální ovládací síla na klice stavěcího šroubu.

Potřebné parametry závitu M25 x 1

Určeny z [3]

p_z – stoupání závitu:

$$p_z = 1 \text{ mm}$$

d_2 – střední průměr závitu:

$$d_2 = 24,35 \text{ mm}$$

d_3 – průměr jádra závitu:

$$d_3 = 23,773 \text{ mm}$$

Třecí úhel na závitu

$$\phi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos(\beta/2)}\right) = \arctg\left(\frac{0,2}{\cos(60/2)}\right) = \underline{13,1^\circ} \quad (5.49)$$

f_z – součinitel tření na závitu, z [2] pro mazáno olejem:

$$f_z = 0,2$$

Úhel stoupání závitu

$$\gamma = \arctg\left(\frac{p_z}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1}{\pi \cdot 23,917}\right) = \underline{0,763^\circ} \quad (5.50)$$

Utahovací moment na závitu šroubu

$$M_u = F_L \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 5115,8 \cdot \frac{23,773}{2} \cdot \operatorname{tg}(0,763^\circ + 13,1^\circ) = \underline{15007 \text{ Nmm}} \quad (5.51)$$

Maximální ovládací síla na klice

$$F_o = \frac{M_u}{r_k} = \frac{15007}{70} = \underline{214,4 \text{ N}} \quad (5.52)$$

r_k – poloměr ramena kliky:

$r_k = 70 \text{ mm}$

5.9 Kontrola skříně pohonu

Pevnostní kontrola v [17] prokázala, že navržená skříň je velmi pevná a tuhá. Zároveň byly řešeny i šroubová pole spojující víka se skříní, u nichž se prokázalo, že díky své hustotě je zatížení na šroubech minimální. Na obr. 5.42 a obr. 5.43 jsou zobrazeny deformace na skříní, kde je jasně patrné asymetrické zatížení skříně. Dále jsou kontrolovány na střiž kolíky, které zajišťují pevné korunové kolo ve skříní.

5.9.1 Kontrola pojistných kolíků korunového kola

Síla na věnci korunového kola

$$F_V = F_{HJ} \cdot \frac{d_{wP} \cdot d_{wK}}{d_{wC} \cdot D_V} = 4000 \cdot \frac{126,92 \cdot 384,58}{135,42 \cdot 430} = \underline{3352,9 \text{ N}} \quad (5.53)$$

D_V – průměr věnce korunového kola:

$D_V = 430 \text{ mm}$

Smykové napětí v průřezu kolíků

$$\tau_s = \frac{F_V}{n_k \cdot d_k \cdot l_k} = \frac{3352,9}{2 \cdot 70 \cdot 16} = \underline{1,49 \text{ MPa}} \quad (5.54)$$

d_k – průměr kolíku, bez uvažování kuželovitosti pro 16 ISO 8736 z [3]:

$d_k = 16 \text{ mm}$

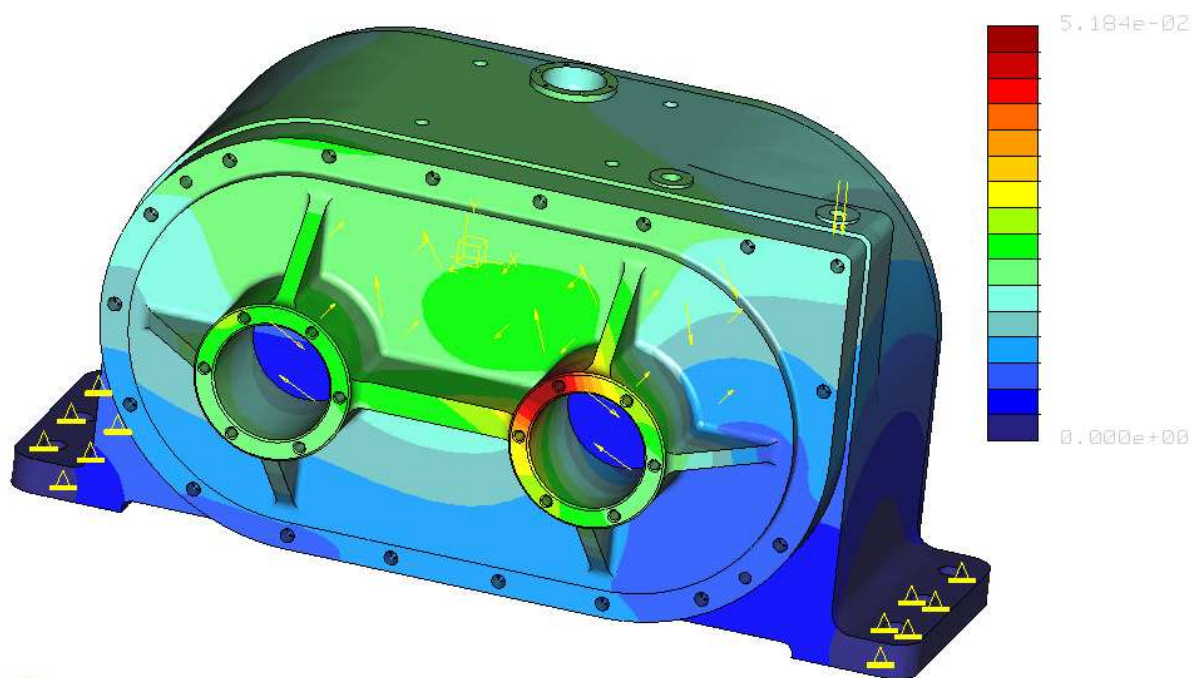
l_k – délka kolíčku:

$l_k = 70 \text{ mm}$

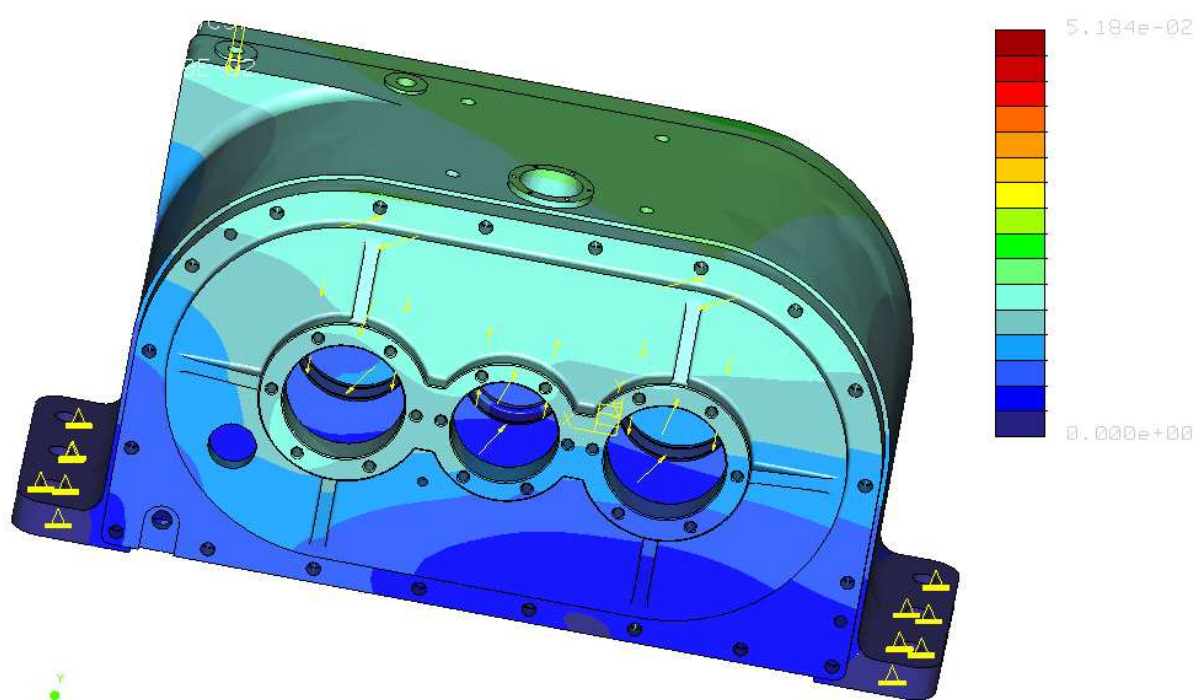
n_k – počet použitých kolíků:

$n_k = 2$

Protože výpočet ukázal, že smykové napětí je nízké, nejsou kontrolovány na otláčení.



Obr. 5.42 Rozložení deformace na skříní, pohled ze strany výstupní hřídele



Obr. 5.43 Rozložení deformace na skříní ze strany vstupní hřídele

6 ZÁVĚR

Vlastní konstrukční vyhověl všem kontrolám a splnil všechny cíle dané zadáním:

- Navržení pohonu ozubeného hřebene, který je zcela bezvůlový při změně smyslu otáčení. - splněno
- Vymezení vůle realizovat systémem dvou planetových převodů v uzavřeném okruhu výkonů pro provozní síly v hřebeni $1\,000 \div 20\,000\text{ N}$. - splněno
- Zavedení napínací síly realizovat stavěcím šroubem a pružinou, přičemž musí být umožněno napínací sílu lehce nastavovat. - splněno
- Začátek vstupní hřídele pohonu opatřit evolventním drážkováním. - splněno
- Provést kontrolní výpočet navržených prvků mechanismu. - splněno
- Vlastní návrh dokumentovat v sestavném výkresu pohonu a ve výrobních výkresech hřebene a spoluzabírajícího pastorku. - splněno
- Vyšetřit tok výkonu v mechanismu. - splněno

Vlastní práce se skládala z návrhů a kontrol součástí prováděných obvyklými postupy uváděnými v odborné literatuře. Dále se v celé práci se projevuje snaha maximálně omezit zdoluhavé ruční výpočty s využitím moderních výpočetních prostředků, jako jsou programy na výpočty ozubení a rozličné CADy.

Obtížnost návrhu spočívala ve vytvoření smíšeného oběhu výkonů a z toho vyplývajícího nezvyklého chování výkonů, sil a momentů v mechanismu.

6.1 Provozně - technické poznámky

Skříň je opatřena nahlížecím víkem, které umožňuje pozorovat progresi vzniku pittingu na rozvodovém převodu a doplňovat olej. Dále je skříň opatřena souborem doplňků olejového hospodářství jako odzdušňovačem, vypouštěcí zátkou, olejoznakem a šroubem, který při napouštění oleje indikuje požadovaný objem olejové lázně. Mechanismus je mazán olejem kvality ISO 1000.

Skříň je zevnitř opatřena olejovzdorným nátěrem a svrchní nátěr je proveden jako základový a krycí. Návrh si klade zvýšené požadavky na montáž, kdy je potřeba zajistit stejnou orientaci hřebenových pastorků na vstupní hřídeli.

7 POUŽITÉ ZDROJE

7.1 Literatura

- [1] BRENÍK, P., PÍČ, J. *Obráběcí stroje: Základy konstrukce a výpočtů*. SNTL n. p. 1. Vyd. Praha: 1970. 512 s.
- [2] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I.: Spojovací části strojů*. Montanex a.s. 1. Vyd. Ostrava: 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- [3] DRASTÍK, F., a kol. *Strojnické tabulky: Pro konstrukci a dílnu*. Montanex a. s. 2. Vyd. Ostrava. 1999. 363 s. ISBN 80-85780-95-X
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. Skriptum. VŠB – TU Ostrava. 2008. ISBN 978 -80 248 – 146
- [5] KŘÍŽ, R., VÁVRA, P. *Strojírenská příručka: Svazek V*. Scientia spol. s.r.o. 1. Vyd. Praha: 1994. 243 s. ISBN 80-85827-59-X
- [6] KŘÍŽ, Rudolf. *Strojnické tabulky II: Pohony*. Montanex a.s., 1. Vyd. Ostrava: 1997. 214 s. ISBN 80-85780-51-8
- [7] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II.: Čelní ozubená kola*. Montanex a.s. 1. Vyd. Ostrava: 2001. 291 s. ISBN 80-7225-051-5.

7.2 On-line zdroje

- [8] ATLANTA Drive Systems - The World Leader in Rack & Pinion Drive Technologies
URL:<<http://www.atlantadrives.com>> [cit. 2009 – 3 -2]
- [9] MITCalc - Strojírenské, průmyslové a technické výpočty
URL:<<http://www.mitcalc.cz>> [cit. 2009 – 3 -2]

[10] REDEX ANDANTEX, high-tech planetary servo-reducers and drives, backlash free rack and pinion

URL:<<http://www.redex.fr>> [cit. 2009 – 3- 2]

[11] SKF Group - Bearings and units Lubrication solutions Mechatronics Seals Services

URL<<http://www.skf.com>> [cit. 2009 – 3 - 2]

7.3 Programové vybavení

[12] ČSNw [www.vsb.cz] Ver. 1.3. Ostrava: Miloš Němček, 2008

[13] *Geometrie* [www.vsb.cz] Ver. 3.0. Ostrava: Miloš Němček, 2008

[14] *Mitcalc* [program na CD-ROM] Ver. 1.5. 2008

[15] *Modul* [www.vsb.cz] Ver. 2.0. Ostrava: Miloš Němček, 2007

[16] *Optimalizace* [www.vsb.cz] Ostrava: Miloš Němček

[17] *ProEngineer Wildfire 2.0* [program dvd-rom] Ver. M120 Parametric Technology Corporation. www.ptc.com. 2004